

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Механіко-машинобудівний інститут

Кафедра інтегрованих технологій машинобудування

«На правах рукопису»
УДК 621.91

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
В.А. Пасічник
(підпис)

“ ” 20__ р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування (інженерний дизайн)
(код і назва спеціальності)

На тему: Конструкторсько технологічне забезпечення виготовлення
роторно-лопатевого двигуна (комплексна магістерська дисертація)

Виконав (-ла): студент (-ка) 2 курсу, групи Мі-72мп
(шифр групи)

Сухарєв Антон Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник Зав. Кафедри, д.т.н., професор, Пасічник В.А.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Інститут/факультет Механіко-машинобудівний інститут

Кафедра Інтегрованих технологій машинобудування

Рівень вищої освіти – другий магістерський за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування (Інженерний дизайн)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ В.А. Пасічник
(підпис)

«__» _____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Сухарев Антон Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові)**

1. Тема дисертації Конструкторсько технологічне забезпечення виготовлення роторно-лопатевого двигуна (комплексна магістерська дисертація) _____
науковий керівник дисертації Зав. Кафедри, д.т.н., професор, Пасічник В.А. ,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження Проектування конструкції та технології виготовлення РЛДВЗ РМ-150 _____

4. Вихідні дані Принципова схема двигуна, основні геометричні параметри, значення навантажень, які діють на вузли двигуна. _____

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Проаналізувавши сучасний стан двигунів у світі, та визначивши перспективи застосування роторно-лопатевих двигунів, виконати розробку конструкції шатуна, яка задовольняє всі вихідні параметри та має найменші показники маси, провести випробування для порівняння з отриманими аналітичними результатами та виготовити макет шатуна _____

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Виготовлення макету остаточного варіанту шатуна в масштабі 1:1, підготовка презентації

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Сучасний стан і перспективи застосування роторно-лопатевих двигунів.		
2	Конструювання та моделювання шатуна роторно-лопатєвого двигуна		
3	Технологічне забезпечення та експериментальні дослідження конструкцій шатунів роторно-лопатєво двигуна		
4	Розроблення стартап-проекту		
5	Підготовка презентації, оформлення роботи		

Студент

(підпис)

А.О. Сухарєв
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

В.А. Пасічник
(ініціали, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника

АНОТАЦІЯ

Сухарєв А.О Конструкторсько технологічне забезпечення виготовлення роторно-лопатевого двигуна (комплексна робота)

В магістерській дисертації розробляється конструкторсько технологічна забезпечення виготовлення деталі шатун кінематичного механізму роторно-лопатевого двигуна внутрішнього згорання.

В роботі аналізується стан двигунів внутрішнього згорання у світі, розглядаються методи та способи аналітичного та експериментального дослідження деталей двигунів на міцність, та розглядаються типові форми шатунів.

В конструкторській частині виконується моделювання різних форм шатунів, з перевіркою їх на міцність, перевірці на міцність піддаються п'ять різних форм шатунів, в моделюванні деяких моделей використовувалась топологічна оптимізація в програмному забезпеченні Fusion 360, для мінімізації маси шатуна, та вибір найкращого варіанту.

В наступній частині проведені випробування на розрив макетів деталей роздрукованих на 3D-принтері, за для підтвердження результатів та місць концентраторів напруження. Також виготовлений макет деталі Шатун, який був обраний , як найкращий варіант.

Ключові слова: роторно-лопатевий двигун; топологічна оптимізація; адитивні технології; шатун; водило; вал зовнішній; розривна машина; концентратор напруження;

ABSTRACT

Sukhariev A.O Design and production process planing of the rotary engine (complex master's thesis)

In the master's thesis the technological design of the production of the details of the connecting rod of the kinematic mechanism of the rotary-shovel engine of internal combustion is being developed.

The work analyzes the state of internal combustion engines in the world, examines the methods and methods of analytical and experimental study of the components of the engines for durability, and examines the typical shapes of the rods.

In the design part, simulations of various forms of rods are performed, their strength tested, five different shapes of rods are tested for strength, five modeling of some models used topological optimization in the software of Fusion 360, to minimize the weight of the rods, and the choice of the best option.

In the next section, tests were made to break the layout of the parts printed on a 3D printer, to confirm the results and locations of the stress concentrators. A mock detail of the Connecting Rod, which has been selected as the best option, is also manufactured.

Keywords: rotary-shovel engine; topological optimization; additive technologies; connecting rod; led shaft external; bursting machine; stress concentrator;

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на тему: «Конструкторсько-технологічне забезпечення виготовлення роторно-лопатевого двигуна» містить 124 сторінок пояснювальної записки, рисунків 90, таблиць 16, використаних джерел 43 ілюстрацій, що включає 30 слайдів презентації графічної частини макет.

Актуальність теми:

В сучасному світі людство знаходиться на порозі, новітніх розробок для яких існуючі двигуни внутрішнього згорання не підходять за своїми габаритними розмірами та досить малою потужністю. Постає необхідність в двигуні з високою питомою потужністю та малими габаритними розмірами, що забезпечить новий поштовх в розвитку одномоторної авіації, малих автомобілів, та квадроциклів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Магістерська дисертація виконана на кафедрі інтегрованих технологій машинобудування в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» у відповідності з тематичним планом науково-дослідних робіт Міністерства освіти і науки України та спрямована на підготовку конструкторсько-технологічного забезпечення виготовлення двигуна

Мета дослідження

Сконструювати форму шатуна яка має найменшу матеріалоємність та витримує всі навантаження в процесі роботи двигуна та розробити технічну документацію для її виготовлення.

Задачі дослідження:

1. На основі аналіз сучасного стану двигунів, визначити перспективи застосування роторно-лопатєвого двигуна.
2. Сконструювати та виконати п'ять різних моделей шатуна та виконати перевірку на міцність кожного з них, визначивши варіант який має найменшу матеріалоемність.
3. . Роздрукувати на 3D-принтері макети шатунів та провести випробування на розтяг на розривній машині, виготовити макет деталі остаточного варіанту шатуна.
4. Підготувати пропозицію стартап-проекту для ринку двигунів внутрішнього згорання.

Об'єкт дослідження Проектування конструкції та технології виготовлення РЛДВЗ РМ-150

Предмет дослідження Конструювання та технологічне забезпечення виготовлення форми шатуна, яка відповідає всім вихідним параметрам та має найменшу матеріалоемність

Методи дослідження: Аналіз інженерних рішень, системний аналіз та вибір кращих рішень за системою критеріїв, проведення випробування, моделювання структури, компонентів спираючись на сучасні системи автоматизованого проектування, моделювання, технологічного підготування виробництва, а саме ; SolidWorks, SolidWorks Simulation, Fusion 360, Компас 3D- V16

Наукова новизна отриманих результатів

Використання топологічної оптимізації у конструюванні та моделюванні деталей двигунів внутрішнього згорання, за для зменшення матеріалоемності деталей.

Практичне значення отриманих результатів.

На базі виконаних моделей варіантів шатунів, проведені випробування макетів деталей на міцність на розривній машині, та виготовлений макет деталі в масштабі 1:1 з використанням технології оброблення на верстаті з ЧПК

Ключові слова: роторно-лопатевий двигун; топологічна оптимізація; адитивні технології; шатун; водило; вал зовнішній; розривна машина; концентратор напруження;

ЗМІСТ

с.

ЗМІСТ.....	
ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ РОТОРНО-ЛОПАТЕВИХ ДВИГУНІВ.....	
1.1 Аналіз стану двигунів внутрішнього згорання у світі.....	
1.2 Принцип роботи роторно лопатевого двигуна.	
1.3 Умови роботи шатуна у кінематичному механізмі.....	
1.5 Застосування адитивних технологій в машинобудуванні.....	
1.6 Методи та способи визначення параметрів міцності деталей та двигуна.....	
1.7 Методи та способи експериментального визначення параметрів міцності.....	
1.8 Форма шатунів у машинобудуванні.....	
1.9 Аналіз якостей та перспективності роторно лопатевого двигуна.	
1.10 Висвітлення проблем та формулювання предметів досліджень.....	
РОЗДІЛ 2 КОНСТРУЮВАННЯ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ШАТУНА РОТОРНО-ЛОПАТЕВОГО ДВИГУНА	
2.1 Перевірочні розрахунки початкового варіанту конструкції шатуну...	
2.2 Перевірочні розрахунки не типової форми шатуна.....	
2.3 Топологічна оптимізація шатуна.....	
2.4 Доповнення вихідних даних при проектуванні.....	
2.5 Моделювання шатуна з врахуванням змін у вихідних даних.....	
2.6 Перевірка на міцність.....	
2.7 Топологічна оптимізація останньої версії шатуна.....	
РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ШАТУНІВ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОГО ДВИГУНА.....	
3.1. Друк деталей на 3D-принтері.....	
3.2 Експериментальна перевірка на розрив.....	
3.3 Результати досліджень перевірки деталей на розрив.....	
3.4 Порівняння результатів досліджень.....	

3.5 Виготовлення макету деталі.....	
РОЗДІЛ 4.STARTUP ПРОЕКТ.....	
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	
Список використаних джерел.....	
ДОДАТКИ.....	
Додаток А Ескіз початкового варіанту шатуна.....	
Додаток Б Ескіз не типового варіанту шатуна.....	
Додаток В Ескіз шатуна з використання топологічної оптимізації.....	
Додаток Г Ескіз шатуна з врахуванням оновлених вихідних даних.....	
Додаток Д Ескіз остаточної версії шатуна.....	
Додаток Е Кресленик валу зовнішній.....	
Додаток К Кресленик валу середнього.....	
Додаток Л Кресленик водила.....	
Додаток М Графіки випробувань на розривній машині.....	

ВСТУП

Індустрія двигунобудування за останні два сторіччя набула високих темпів в розвитку конструкцій двигунів та дала суттєвий поштовх в галузі технологій виготовлення деталей цих двигунів. В сучасному світі поняття висока питома потужність, економічність та габаритні розміри двигуна є одними з найважливіших факторів в проектуванні та розробці нового типу двигуна або удосконаленні існуючого

Дана магістерська дисертація за темою: «Конструкторсько-технологічне забезпечення виготовлення роторно-лопатевого двигуна» В роботі розглядається сучасний стан двигунів внутрішнього згорання та перспективи застосування роторно-лопатевих двигунів, визначені основні недоліки двигуна та сформовані предмети дослідження в роботі. Планується розглянути п'ять різних конструкцій шатуну з перевіркою на міцність кожного з них за допомогою програмного забезпечення Solidworks Simulation , Fusion 360, та вибору найкращого з них. Планується провести випробування на розривній машині макетів шатунів запропонованої форми. Ціль випробування порівняти отримані аналітичні розрахунки з фактичними результатами. Виконавши технологічне забезпечення виготовлення шатуна, створивши технологічний процес механічної обробки з вибором обладнання, пристосування, ріжучого інструменту та режимів різання для нього виготовити макет деталі.

РОЗДІЛ 1 Сучасний стан і перспективи застосування

роторно-лопатевих двигунів

1.1 Аналіз стану двигунів внутрішнього згорання у світі

На даний момент левову долю на ринку двигунів внутрішнього згорання, для наземного та повітряного транспорту, (ДВС) займають двигуни з циклом Отто який характеризує робочий процес двигуна, з спалахуванням стиснутої суміші від стороннього джерела енергії. Двигуни працюють на бензинових та дизельних видах палива. Основними характеристиками яких є коефіцієнт корисної дії до 15-30%, питома потужність від 1 до 1,5 Нм/кг[26] [27]. Найбільш розповсюдженими ДВС є двигуни з поршневою робочою групою.

Одними із головних недоліків даних типів двигунів є:

- Високі втрати на тертя;
- Відносно велика кількість деталей;
- Наявність газорозподільного механізму.

Двигуни внутрішнього згорання поршневої групи розподіляються за конструкцією на [27]:

- Рядні (з послідовним розміщенням циліндрів в одній площині).
- V-подібні (з двома групами циліндрів розміщених під кутом 60 або 90 градусів).
- Ополитні (з різностороннім розміщенням груп циліндрів)
- «Зірка» (з радіальним розміщенням поршневих груп відносно осі вихідного валу);

Рядні двигуни характеризуються вагомим збільшенням габаритів при збільшенні потужності та гарним балансуванням за рахунок парної кількості циліндрів. Двигуни даного типу набули найбільшого застосування в автомобілебудуванні, за рахунок легкості виготовлення та обслуговування[41].

V-подібні двигуни характеризуються меншими габаритами в порівнянні з рядними двигунами, та більшою потужністю, але їх недоліком є дисбаланс, який призводить до небажаних коливань та зменшення строку служби деяких вузлів. Двигуни даного типу найчастіше застосовуються в сфері будування транспортних засобів з потребою високих показників потужності, а також в цивільній авіації[42].

Опозитні двигуни характеризуються гарним осьовим стабілізуванням транспортного засобу, низькими вібраціями та мають схожі з V-подібними двигунами характеристики потужності. Недоліком даного типу двигунів є їх складність обслуговування. За рахунок складності обслуговування набули застосування лише в деяких виробників автомобілів та малопотужних літальних апаратів[42].

Двигуни типу «Зірка» характеризуються низькими габаритними показниками за довжиною та великі розміри в січненні, тому набули широкого застосування лише в авіації. Недоліком двигунів даного типу є великі показники вібрацій та відносно недовгий строк служби[27].

Також до двигунів внутрішнього згорання, що набули широкого використання, з робочим циклом Отто відносяться двигуни Ванкеля, або іншими словами роторно поршневі двигуни. Серед переваг над поршневими ДВС можна виділити [26]:

- Менші габаритні розміри;
- Високі динамічні характеристики;
- Меншу кількість деталей;
- Збільшена питома потужність;
- Низький рівень вібрацій;

На даний час двигуни даного типу втрачають свою популярність через малий ресурс ущільнень та поверхонь тертя робочих камер, а також через збільшене зношення при використанні на малих частотах обертання.

Друге місце на ринку посідають газотурбінні двигуни з робочим циклом Брайтона який характеризується стисканням та нагрівання газів, з подальшим

його вивільненням та перетворенням в механічну роботу на валу газової турбіни. За рахунок постійної подачі робочої суміші в проточну камеру має високий показник витрат палива, що є значним недоліком даного типу двигунів. Основними характеристиками якого є коефіцієнт корисної дії 45%, та питома потужність 3-3,5 к.с/кг[26],[27]. Двигуни даного типу мають значну складність конструкції, складність виготовлення та втрачають ефективність при малих розмірах. Тому найбільшого застосування набули в авіабудуванні, танкобудуванні, суднобудуванні, та як рушій для генераторів електростанцій.

В даний час ми стоїмо на межі революції рушіїв транспортних засобів, оскільки виробники транспортних засобів враховуючи екологічний стан планети, масово виготовляють та конструюють транспортні засоби з електричними рушіями. Рушії даного типу поступово витісняють двигуни внутрішнього згорання, за рахунок екологічної чистоти даного виду палива, вищими показниками питомої потужності, балансом та урівноваженою залежністю потужності до крутного моменту. Але основним їх недоліком є низька ємність акумульованої енергії та неможливість довгих подорожей. Тому використовуються гібридні схеми рушіїв, де електричний двигун виступає, і генератором, і рушієм. Через збільшення кількості рушіїв та пристроїв для акумулювання енергії постає потреба в підвищенні питомої потужності двигунів внутрішнього згорання та здешевленні їх виготовлення.

Підводячи підсумки та враховуючи всі вище перелічені фактори постає потреба в розробці нового типу двигуна, який сполучає в собі найкращі якості газотурбінного та поршневого двигуна з застосуванням новітніх технологій, що дозволить швидко та стрімко розвивати позитивні якості двигуна. Одним із таких типів двигунів є роторно лопатевий двигун Ральфа Моргадо, який сполучає в собі якості високої питомої потужності та малої кількості деталей, за рахунок синергії процесу роботи двигуна Отто та роторної схеми газотурбінного двигуна. Найбільш проблемною частиною в проектуванні даного типу двигуна є недосконалість кінематичного механізму, який забезпечує правильний рух лопатевої пари. Тому даний двигун не набув широкого використання через недостатній технологічний прогрес в часи роботи над цим проектом[42],[27].

Знедавна був запропонований новий кінематичний механізм для даного типу робочої групи, який є більш досконалим. Що в свою чергу дало новий поштовх для розробки та удосконалення даного типу двигуна[26].

1.2 Принцип роботи роторно-лопатевого двигуна.

Даний РЛДВЗ являється синергією двох видів двигунів, це ДВЗ з циклом Отто та ТРД з циклом Брайтона, для того щоб зрозуміти в чому полягає суть даного двигуна, необхідно послідовно розглянути особливості кожного з видів двигунів.

Двигун внутрішнього згорання має наступні особливості [26], [42]:

- Низький КПД
- Наявність ГРМ
- Перетворення поступальної енергії в обертальну
- Високий показник економічності

Турбореактивний двигун має такі особливості[42]:

- Високий КПД
- Відсутність ГРМ
- Відсутність перетворення поступальної енергії в обертальну
- Низький показник економічності

Першим кроком до розробки РЛДВЗ був двигун «Боксер» [41] із зустрічним ходом поршнів, дана конструктивна особливість покращувала згорання палива за рахунок більш щільнішого його розподілення та радіального встановлення системи запалювання.

Наступним кроком до розробки РЛДВЗ став роторний двигун Ванкеля [41],[26], ротор якого обертав вихідний вал, який був компактним та не мав ГРМ, але мав недолік: складне ущільнення та високе зношення робочих поверхонь.

Якщо поєднати особливості вище перелічених двигунів, виходить схема робочої камери зображеної на рис 1.1 [12].

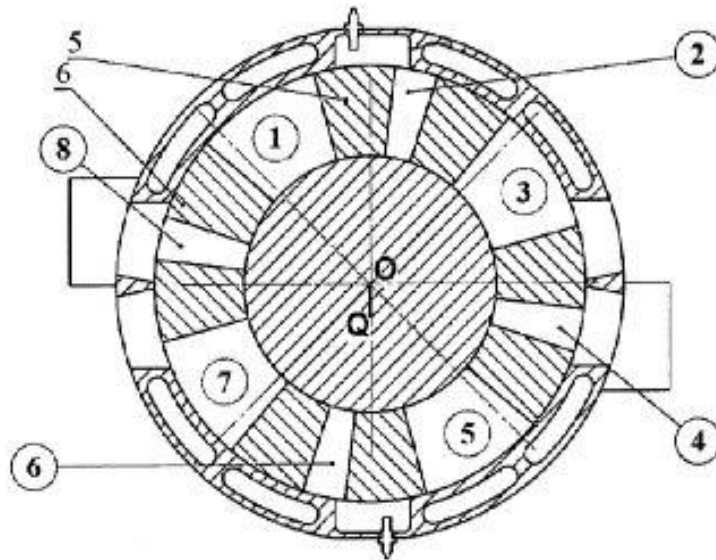


Рисунок 1.1 Схема роботи РЛДВЗ []

В момент 1 камери 1 починається пониження тиску, та всмоктування повітря через впускний отвір. в момент найбільшого розширення камери, ротор 2 закриває камеру, після чого ротор 1 сповільнюється до зупинки, а ротор 2 прискорюється стискаючи паливо повітряну суміш, що знаходиться в середині до моменту 3, ротор 2 зупиняється, при піковому стисненні з випередженням відбувається запал, після чого паливо згораючи розширюється штовхаючи ротор 1, при максимальному розширенні ротор 1 проходить біля випускного отвору, при максимально відкритті вікна, ротор 1 зупиняється, а ротор 2 в свою чергу починає прискорюватись для вивільнення відпрацьованих газів. В кожній сусідній камері проходить той же самий цикл з періодичністю в 135° вихідного валу.

Ротори двигуна обертаються спільно навколо вісі двигуна та поступально відносно одне одного, один ротор наздоганяє інший і навпаки. Це явно видно із графіку кутових швидкостей роторів (рис. 1.2)

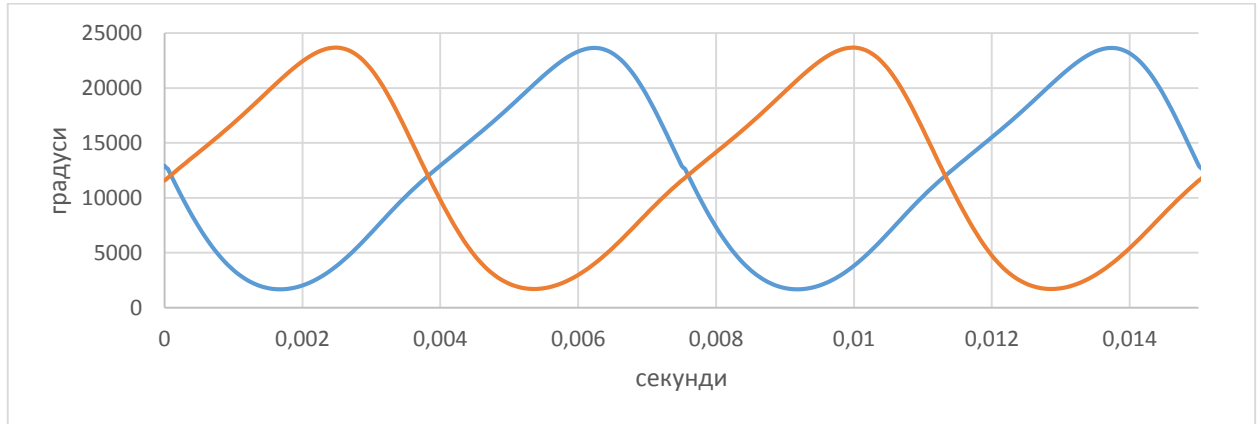


Рисунок 1.2 Графік кутових швидкостей роторів

Для забезпечення необхідного закону руху роторів, використовується силовий механізм. Даний механізм оснований на принципі миттєвих швидкостей. Схема силового механізму зображена на рисунку 1.3

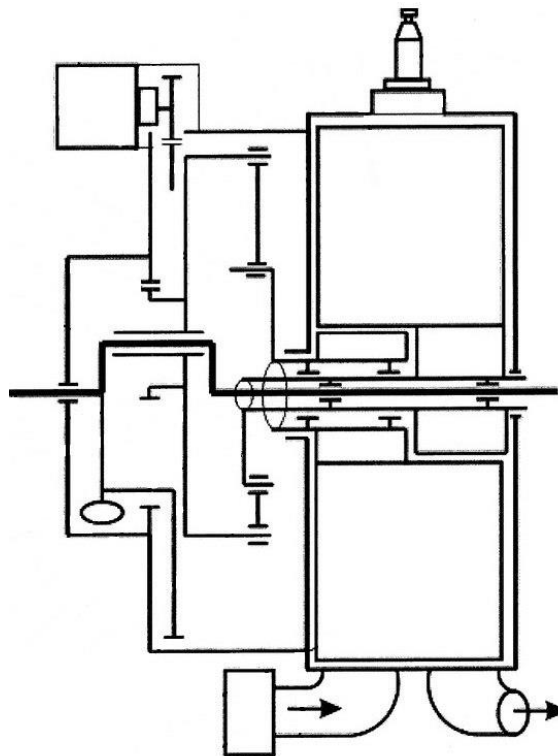


Рисунок 1.3 Схема силового механізму.[11]

1.3 Умови роботи шатуна у кінематичному механізмі

Порівнюючи шатуни поршневого двигуна внутрішнього згорання та роторно лопатевого двигуна внутрішнього згорання можна зробити висновки. Що конструкція шатунів та їх умови роботи шатунів суттєво відрізняються.

Шатун поршневого ДВЗ при роботі випробовує на собі два типи навантаження:

- розтяг

На початку такту впуску і до кінця такту стиску, шатун тяне на себе і поршень і особисту вагу, і все це на великих обертах, внаслідок сили інерції намагаються його розтягнути.

- стиск

На робочому такті двигуна і такті випуску шатун навпаки стискається від тиску газів в робочій камері які дають на поршень двигуна і від опору колінчатого валу. Тобто на великих обертах, навантаження на розтяг та навантаження на стиск змінюють один одного різко та швидко.

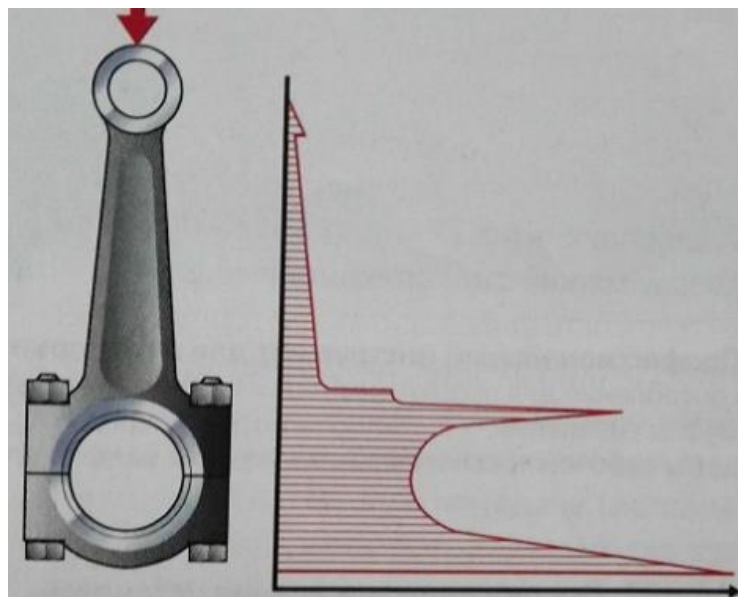


Рисунок 1.4 Епюра розподілення навантаження по довжині при роботі мотору.[20]

Шатун роторно лопатевого двигуна внутрішнього згорання суттєво відрізняється за конструкцією, а отже і розподіленням напружень в ньому.

Шатуни в даному типі шатуна працюють в парі та з'єднують основні частини двигуна, а саме водило з валом зовнішнім, та водило з валом середнім.

Через середній та зовнішні вали передається основне навантаження при детонації в робочих камерах двигуна. Тобто робочим навантаженням двигуна на шатун можна вважати розтяг. Детонація в камері згорання штовхає ротор, який з'єднаний з одним із валів, через шатун передається обертовий момент на водило.

Сила інерції яка викає на іншому з вузлів де з'єднанні водило з іншим валом, в такому випадку сила, яка була отримана в процесі детонації та згорання палива в робочій камері через вал та шатун передається на водило, через яке в свою чергу діє через шатун на інший вал тим самим даний шатун випробовує навантаження на стиск.

На графіку можна спостерігати зміну та циклічність направлення сил, а саме розтягу та стиску. Максимальні навантаження які витримує шатун в процесі роботи двигуна.

Графік навантаження та циклу роботи шатуна наведенні на Рис. 15 та Рис 1.6

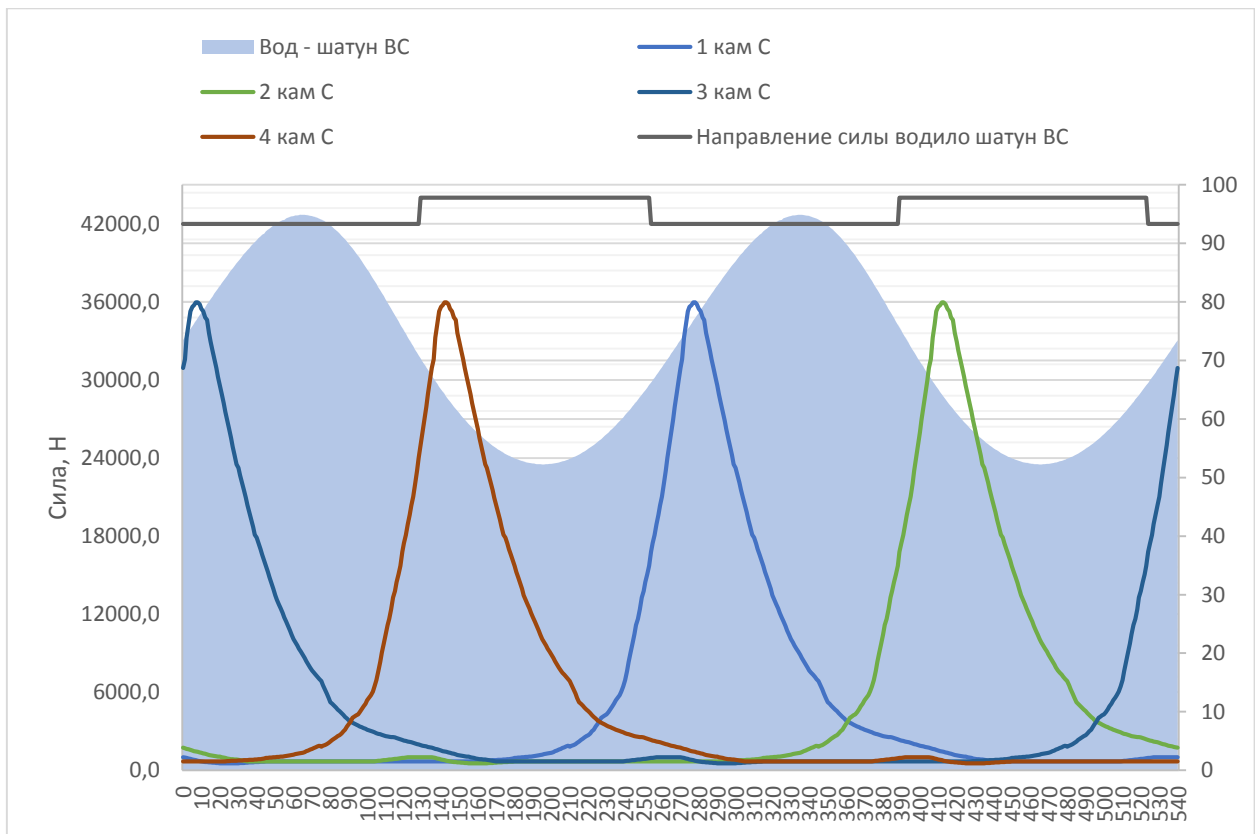


Рисунок 1.5. Графік навантаження водила через шатун середнього валу

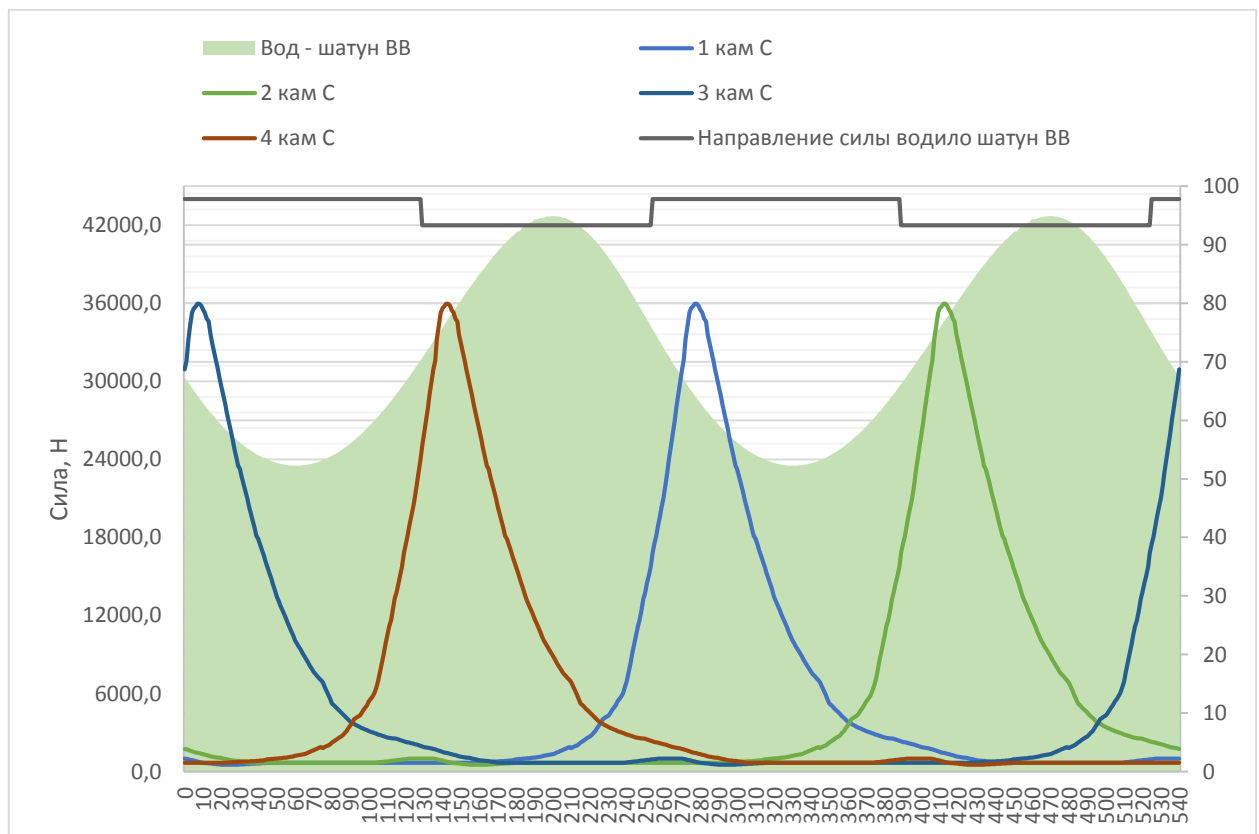


Рисунок 1.6. Графік навантаження водила через шатун зовнішнього валу

1.4 Застосування адитивних технологій в машинобудуванні

Основними причинами використання адитивних технологій машинобудуванні спочатку були відтворення моделей для візуалізації продукту, який розробляється.

Загальновідомо, що моделі можуть бути багато більш корисні, ніж креслення чи візуалізація, у повному розумінні наміру дизайнера при презентації концептуального дизайну. Хоча малюнки швидше і простіше виконати ніж виконати повно цінну хоч і концептуальну але модель продукту. Модель завжди потрібна в кінці, щоб повністю перевірити дизайн.

Дотримуючись цієї початкової мети простого моделювання, АМ технології з часом розвиваються як матеріали, точність і загальна якість випуску покращилась. [3],[9].

Моделі були швидко використані, щоб надати інформацію про те, що є відомим як "3 F" форма, придатність(Fit) та функція.

Початкові моделі були використані для того щоб допомогти цілком оцінити форму та загальну мету дизайну (Форма). [3],[9].

Покращена точність у процесі означала, що компоненти могли бути побудовані з допустимим відхилення, необхідні для збірки (Fit).

Поліпшені властивості матеріалу означає, що деталі можуть бути належним чином оброблені, щоб їх можна було оцінити відповідно, як вони зрештою працюватимуть (Функція). [3],[9].

Сказати, що АМ технологія є корисною лише для створення моделей, однак, це буде недоречно та недооцінка технології.

АМ, коли використовується разом з іншими технологіями для формування технологічних ланцюгів, можуть бути використані для значного скорочення час розробки продукту та витрат на нього. [3],[9],[37]

Останнім часом деякі з цих технологій були розроблені в тій мірі, в якій продукція підходить для кінцевого використання. Це пояснює, чому термінологія істотно розвивалася від швидких прототипів до адитивне виробництво. Крім того, використовується потужна лазерна технологія маючи на увазі, що деталі тепер можна також безпосередньо виготовляти в різних металах, тим самим розширюючи їх асортимент додатків ще більше.

АМ може вирішити такі проблеми: Наприклад, дизайнерські компроміси такі як складна виробнича вартість, порівняно з витратами на збірку, можуть бути подолані (наприклад, Геометрично складні продукти тепер можуть бути виготовлені як одна деталь, а не повинні бути зібрані з декількох деталей); [37]

Компоненти відбору матеріалів, такі як вимоги щодо продуктивності в порівнянні з мікроструктурами можуть бути подолані (наприклад, лопаті турбіни можуть мати як високу міцність, так і високу теплову продуктивність в різних місця розташування); економічні компроміси, такі як придатність та або функціональність для конкретних людей проти часу виробництва та / або витрат може бути подолано (наприклад, індивідуальне протезування, такі як слухові апарати з особливими особливостями людини, можуть швидко розвиватися). [40].

При використанні адитивного підходу до виробництва, споживання нецікаве додавання ресурсів можна радикально скоротити при створенні фізичних товарів, крім того, необхідна кількість обладнання, а отже – необхідний виробничий простір скорочується. У результаті з'являються можливості для менших, розподілених, навіть мобільні виробничі потужності. [40].

З інженерної та дизайнерської точки зору АМ технології стають точніше, вони можуть безпосередньо будувати дрібні продукти (мікронного розміру) і дуже великі продукти (будівельні розміри). Нові матеріали були розроблені для цих процесів і нові підходи до АМ вводяться на ринок. [9].

З точки зору бізнес-стратегій, АМ технології стають швидше, дешевше, безпечніше, надійніше та екологічно чисто. Як кожен з цих досягнень

стає доступним на ринку, новими категоріями фізичних товарів стати конкурентоспроможними для виробництва з використанням АМ проти звичайного виробництва[10].

Використання адитивних технологій в машинобудуванні має неймовірний потенціал через те, що більшої популярності набувають конструкції двигунів більш складної конструкції та форми деталей. Використання даного методу виготовлення деталей з меншими втратами в матеріалі та зекономленим часом на механічну обробку деталей та уникнення внутрішніх напружень які в більшості випадків виникають після механічної обробки.

Виготовлення деталей з різною структурою заповнення деталі одна з найважливіших можливостей адитивних технологій, а саме таким чином можна суттєво знизити масу деталі практично зберігши всі конструктивні особливості деталі та з мінімальними втратами в міцності деталі.

Виготовлення деталей для прототипів та нових розробок набагато полегшує проектування та перевірку всіх вузлів механізмів на реальному фізичному об'єкті а не за допомогою візуалізації. Також це стосується кількості застосованого обладнання при виготовленні деталей та прототипів.

Також в деякій мірі можна порівнювати різні варіанти деталей виготовленні на адитивній машині з однаковими параметрами, а саме параметри міцності та конструктивні параметри [10].

1.5 Методи та способи визначення параметрів міцності деталей та двигуна

Визначення параметрів міцності деталей в сучасності виконуються в таких CAD системах як: Solidworks , Autodesk Inventor, Fusion 360, які в свою чергу мають відповідні модулі симуляції навантажень та визначення параметрів міцності. Та спеціалізованого програмного забезпечення такого як Ansys , NX , які в першу чергу заточені під різного типу аналізи та розрахунки. [17],[19],[34].

Програмні продукти, які будуть використовуватись в роботі за основу беруть метод «скінченних елементів» [34].

Зокрема, спеціалізований модуль SolidWorks Simulation дозволяє здійснювати аналіз міцності, жорсткості, стійкості, частотний аналіз і цілий ряд інших розрахункових процедур для виробів машинобудування. Найчастіше цей модуль застосовується на завершальних етапах проектування як CAE-система, яка на основі використання відповідних скінчено елементних моделей дає рішення високої точності. [35].

Дискретизація, або формування скінчено елементної сітки - це одна з найважливіших процедур скінчено елементного аналізу, інакше звана мешінгом (meshing). Мешінг є нетривіальним завданням, особливо для конструкцій складної геометрії, включають в себе безліч деталей (елементів). Існує кілька критеріїв, за якими оцінюється ефективність мешінга: адекватність апроксимації геометрії конструкції, якість сітки і апроксимацій, особливо в областях концентрації напружень, економічність сітки, з точки зору обчислювальних витрат.[19]

Найважливішими елементами моделі механічної системи є граничні (початкові) умови. Сучасні методи і системи математичного моделювання дозволяють легко задавати різні види граничних умов: [35].

а) граничні умови по зовнішнім впливу у вигляді зосереджених і розподілених сил (по гранях, по кромкам і об'ємами);

б) спеціальні типи граничних умов, пов'язаних з контактним взаємодією твердих тіл [19]

Процедура аналізу напружено-деформованого стану (НДС) на основі методу скінченних елементів (МСЕ) зводиться:

- 1) до вирішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь (СЛАР) високого порядку;
- 2) зворотного ходу, який полягає у визначенні деформацій і напружень за знайденими з рішення СЛАР переміщенням в скінченно елементних вузлах,
- 3) до реалізації функцій постпроцесингу [19]

1.6 Методи та способи експериментального визначення параметрів міцності

Найбільш поширеними механічними характеристиками є: твердість, межі міцності і пружності, ударна в'язкість

Характеристики механічних властивостей, які можна отримати провівши досліди на розривній машині [21],[24],[25]:

- межі пропорційності;
- модуля пружності;
- межі текучості фізичного;
- межі текучості умовного;
- тимчасового опору;
- відносного рівномірного подовження;
- відносного подовження після розриву;
- відносного звуження поперечного перерізу після розриву.

Крива зміни абсолютного подовження Δl в залежності від прикладеної навантаження P при розтягуванні складається з прямолінійного ділянки OA і криволінійного AB , що відповідає переходу в область пластичних (залишкових) деформацій і характеризується поступовим зменшенням тангенса кута нахилу кривої до осі абсцис (див. Рис. 1)

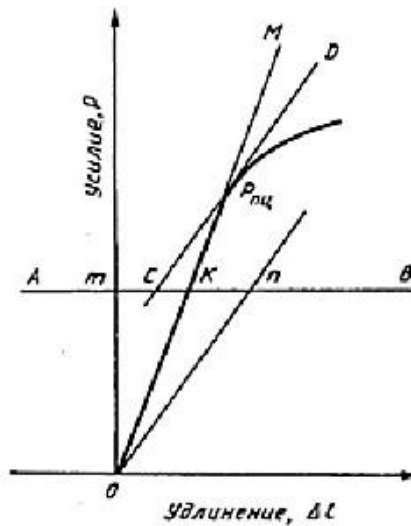


Рисунок 1.7 Крива залежності відносного видовження від прикладеного навантаження

Пластичної називають деформацію, що залишається після зняття навантаження (крім того, спостерігається зворотня пластична деформація, яка, як і пружна, зникає після зняття навантаження). Величина залишкової деформації в момент руйнування (подовження, звуження) служить мірою пластичності матеріалу. Якщо величина пластичної деформації до руйнування мала, то матеріал називають крихким.[29]

Для деталей двигунів внутрішнього згорання також притаманий такий вид випробування, як випробування на втому.

Існують декілька методик випробування [30],[14]:

1) Одноступінчасті випробування (випробування по Велер)

Одноступінчасті випробування здійснюють за допомогою циклів навантаження постійної амплітуди і постійного середнього значення напруги циклу (регулярне навантаження).

2) Багатоступінчасті випробування (випробування по блок-програмою)

Випробування на втому проводять з навантаженням в формі керованих за програмою однорідних блоків. Кожен блок складається з певної кількості ступенів. На кожному ступені відтворюють регулярне навантаження одного

рівня. Числа циклів, амплітуди і середні значення напруг для окремих ступенів повинні відповідати представницькому спектру навантаження

3) Випадкові випробування (випробування при експлуатаційних навантаженнях)

Випробування на втому з процесами навантаження, параметри яких вимірюють при експлуатації, реєструють на магнітній стрічці і з незначними змінами відстежують на електрогідравлічних або електродинамічному випробувальному обладнанні. Навантаження фіксує представницький ділянку загального навантаження і повторюється багаторазово.

4) Прискорені випробування на втому

Для скорочення часу випробувань допускається розробляти заходи щодо їх прискоренню при незмінному критерії граничного стану деталі. В іншому випадку значення довговічності, отримані для зміни умов, повинні бути перераховані з достатньою точністю на значення для первинних умов [33].

1.7 Форма шатунів у машинобудуванні

Шатун складається з трьох основних частин:

- Верхня частина шатуна (головка)
- Шийка шатуна (стрижень)
- Нижня частина шатуна (кривошипна нижня головка)

На шатунах різних двигунів як верхня так і нижня частина може бути різною. Навантаження при роботі мотору, на верхню частину приходить менше, ніж на нижню, відповідно і діаметр верхньої головки менший чим на нижній.

Існує три способи пальця та верхньої частини головки [20],[16]:

- Пресування пальця в головку шатуна

До переваг даного способу належить

- Відсутність люфтів між пальцем та шатуном

- Зниження інерціальних сил
- Плаваючий палець з використанням бронзових втулок

До переваг даного способу належить

- Збільшення
- Плаваючий палець без втулок

Недоліки даного способу

- Складність виготовлення деталей
- Збільшення вартості виготовлення

Практично в усіх сучасних двигунах внутрішнього згорання нижня головка шатуна роз'ємна і з шийкою колінчатого валу контактує через підшипник ковзання. Частини нижньої головки шатуна з'єднуються між собою болтами

Шийка шатуна (Стрижень шатуна), схильний до подовжньому вигину, найчастіше має двотавровий перетин, але застосовують іноді хрестоподібні, круглі, трубчасті і інші профілі рис.1.8. Найбільш раціональними є двотаврові стрижні, що володіють великою жорсткістю при малій вазі. Хрестоподібні профілі потребують більш розвинених голівок шатуна, що призводить до збільшення його ваги. Круглі профілі відрізняються простою геометрією, але вимагають підвищеної якості механічної обробки, так як наявність у них слідів обробки призводить до збільшення місцевої концентрації напружень і можливу поломку шатуна. []

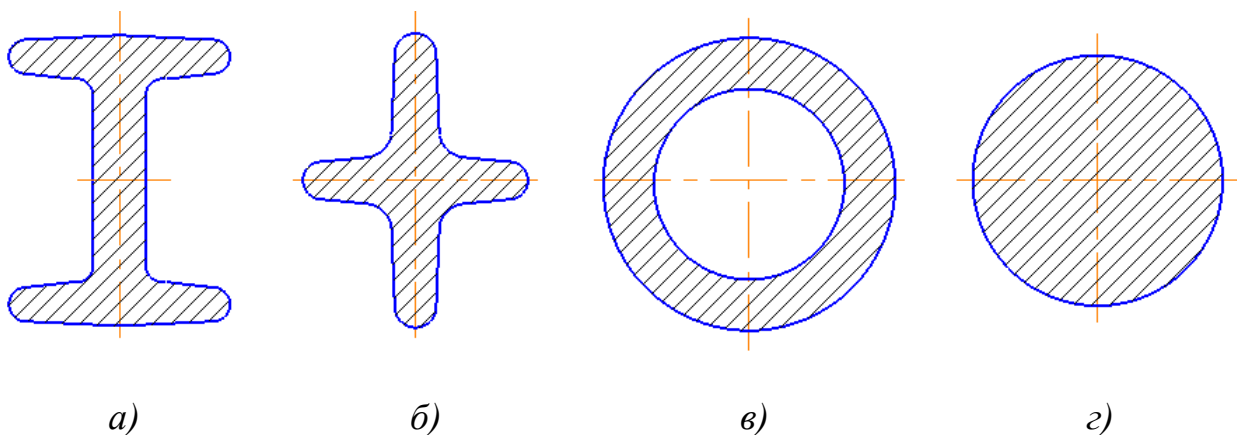


Рис. 1.8 Профілі стержня шатуна: а) двотавровий; б) хрестоподібний; в) трубчастий; г) круглий [16]

1.8 Аналіз якостей та перспектив роторно лопатевого двигуна.

РЛДВЗ, як видно з пункту 1.3 має високий показник питомої потужності, малі габарити (в порівнянні з конкурентами) та меншу кількість номенклатури деталей ніж звичайний ДВС. Дані характеристики забезпечуються відсутністю газорозподільного механізму, впуск і випуск відбувається прямотоком. Також малі габарити досягаються завдяки радіальному розміщенню камер згорання, що обертаються.

Для легкої авіації показник питомої потужності відіграє дуже важливу роль, оскільки приріст вільної маси близько 40-80 кг, дозволить розширити дальність польоту на 150-250 км, або використовувати цю масу для перевезення додаткового багажу.

Високий показник компактності (мідельне січення) в купі з високою питомою потужністю дозволяє в подальшому розвивати РЛДВЗ для використання в мотогондолах з імпеллерним штовхачем, що в середньому скоротить витрати на двигун (в порівнянні з ТРД) від 5 до 10 разів.

Зі швидким розвитком електрифікації, гібридизації, що диктується жорсткими нормами екологічності, виникає потреба в довгостроковому джерелі енергії. Оскільки батареї на основі рідкоземельних металів ще не досягли достатнього значення питомої потужності, найчастіше використовують двигуни гібридної схеми. Дана схема дозволяє регулювати викиди CO_2 в атмосферу, при використанні електродвигуна в містах або над ними, а за містом, де концентрація транспортних засобів значно нижча, використовувати РЛДВЗ. Дана конструкція передбачає використання спеціальної муфти – трансмісії, що дозволяє окремо підключати тягу до РЛДВЗ чи електродвигуна, а також виводити сумарну потужність на вихідний вал чи гвинт. Дане рішення дозволяє також використовувати дані двигуни для літальних апаратів з вертикальним зльотом та посадкою, що в даний час являється досить актуальною темою, та дозволить даним видам транспортних засобів розширити коло своїх можливостей.

Конструкція РЛДВЗ передбачає в подальшому форсування двигуна, встановленням на нього турбіни або нагнітача, встановленням паливного насосу високого тиску, що дозволить збільшити потужність двигуна в середньому на 15-20%. Дані дії призводять до поетапного переходу на дизельне паливо та авіаційний керосин, що являються більш економічними варіантами джерел енергії. В подальшому вивчення поведінки двигуна на різних видах палива дозволить використовувати альтернативні та більш економічні види палива.

1.9 Висвітлення проблем та формулювання предметів досліджень

Для виходу на сучасні ринки двигунобудування, з новим типом двигуна, необхідно мати суттєві переваги над конкурентами. В століття електрифікації та гібридизації однією з головних вимог до двигунів є високий показник питомої потужності.

Сучасне програмне забезпечення дозволяє широко досліджувати конструкцію та знижувати матеріалоємність в двигуні внутрішнього згорання. Серед таких досліджень можна виділити:

- Динамічний аналіз;
- Статичний аналіз;
- Топологічну оптимізацію;
- Аналіз теплонавантаженості.

За допомогою динамічного аналізу визначають основні навантаження в системі, або проводять дослідження деталі в цілому (якщо цього не дозволяє зробити статичний аналіз), також з використанням динамічної моделі проводять аналіз вібраційних навантажень. Статичний аналіз призначений для розгляду деталей без врахування часу та вібраційних коливань. Якщо попередньо встановлено, що деталі не є динамічно навантаженими, їх можна розглядати навіть зі зміною напрямку навантаження (псевдо динаміка). Топологічна оптимізація дозволяє виявити ідеалізовану конструкцію деталі з найменшою

матеріалоемністю, але дані конструкції є складні у виготовленні, тому зазвичай даний тип аналізу використовують як підґрунтя для подальшого зменшення матеріалоемності.

Аналізи теплонавантаженості дозволяють визначити ефективність охолодження, номінальні зазори в парах тертя при тепловому розширенні. також дані аналізи можна пов'язувати з динамічними для більш явної картини навантаження.

Взявши до уваги широке використання багатокоординатних верстатів з числовим програмним управлінням, що дає можливість виготовляти складні деталі в одиничному виробництві, доцільно дослідити питання матеріалоемності в даному двигуні внутрішнього згорання.

Висновки по розділу

‘В сучасному світі з збільшенням потреб на ринку в потужності двигунів їх компактності та економічності, розробляються різноманітні моделі двигунів, деякі з них набувають популярності, а деякі з них так і залишаються на етапі моделі або його макету.

З розвитком технологій у світі деталі двигунів стають більш складними. Виготовляються робочі камери складних форм, які до цього неможливо було виготовити з необхідною точністю.

Розвиток адитивних технологій дав новий поштовх в проектуванні деталей та двигунів. Дана технологія широко застосовується при виготовленні лопаток турбін з жароміцних сталей, та титану.

Також за допомогою адитивних технологій можна виготовляти пробні версії деталей без застосування великої номенклатури верстатів та пошуку необхідних заготовок та матеріалів.

В проектуванні різного виду двигунів в сучасності широко забезпечують програмне забезпечення, яке моделює процес роботи деталей, вузлів агрегатів, та з високою точністю визнати їх працездатність. Та в подальшому підкріплювати ці результати лабораторними дослідями.

Деталь шатун, яка є предметом дослідження, є важливою ланкою у роботі двигуна, та випробовує великі навантаження в процесі роботи. А отже потребує високої міцності та мінімальної ваги, оскільки завдає суттєвого дисбалансу двигуну, в результаті чого збільшуються вібрації при роботі та за короткий проміжок часу двигун може вийти з ладу.

РОЗДІЛ 2. Конструювання та моделювання шатуна роторно-лопатевого двигуна

В даному розділі будуть проведені дослідження параметрів міцності різних варіантів форм шатуна для визначення найкращої форми шатуна за для досягнення мінімальної ваги деталі. Оскільки двигун позиціонується, як двигун з високою питомою потужністю, та малою масою. А отже маса двигуна є важливим параметром в процесі проектування різних деталей двигуна

Схема роботи та місце розміщення в кінематичному механізмі шатуна зображено на рис. 2.1.

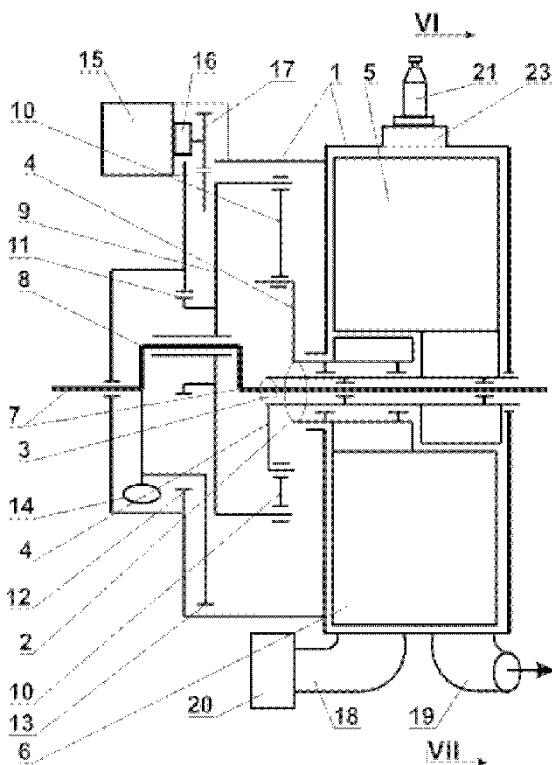


Fig.1.

а)

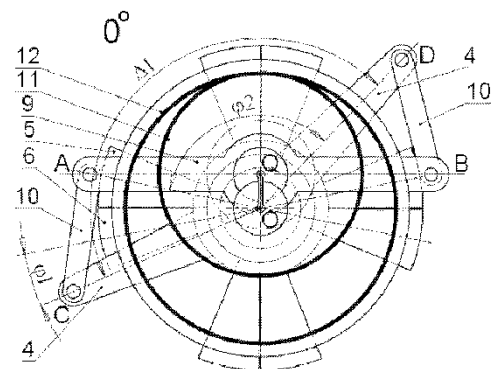


Fig.2.

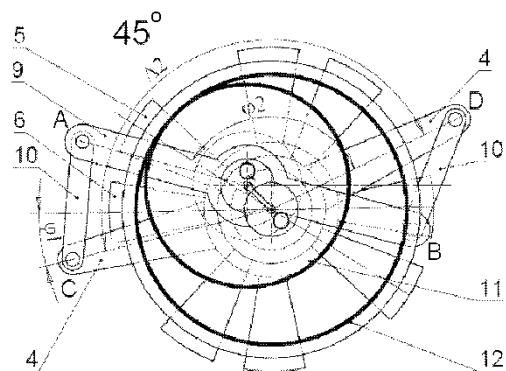


Fig.3.

б)

Рисунок 2.1 – Схеми роботи двигуна.[12]

а)Кінематична схема б) схема обертання валів

На рис. 2.1 а) зображена кінематична схема роботи двигуна, предмет дослідження Шатун 10, з'єднаний з водилом 9 з валами 4 , які в свою чергу з'єднанні з роторами 5.

На рис.2.1 б) чітко видно що шатун має 2 вісі обертання це точки А, С та точки В, D.

Спочатку пропонується виконати дослідження початкового варіанту конструкції шатуна та зробити висновки та вибрати найкращий варіант з запропонованих, який відповідає всім параметрам міцності та має мінімальну вагу в порівнянні з іншими варіантами. Після чого дослідити запропоновану удосконалену форму шатуна та визначити варіант, який відповідає всім параметрам міцності та має мінімальну вагу.

Пропонується також виконати топологічну оптимізацію шатуна [43],[39], за допомогою якого можна досягти високих показників по зменшенню ваги з параметрами міцності, які менші від максимально допустимих, які наведені в таблиці 2.1

Наприкінці досліджень планується отримати форму шатуна, яка відповідає всім допустимим параметрам міцності, не виходить за рамки вихідних розмірів та має мінімальну вагу.

Таблиця 2.1 Максимально допустимі параметри міцності деталі «Шатун» та значення навантажень які випробовує деталь

	Значення
Границя текучості матеріал. МПа	1950 МПа
Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	1.5
Максимально допустимі переміщення, мм	0.25
Навантаження , кН	36

Розміри внутрішнього отвору $\varnothing 17$ виконаний під палець який в свою чергу з'єднує два шатуни та сферичний підшипник ковзання GE 17 TXGR1 , який має внутрішній діаметр 17 та зовнішній діаметр 30 мм.

Між центрова відстань взята з схеми кінематичного механізму двигуна, що забезпечує правильність його роботи.

Ескіз конструктивних параметрів двигуна наведені на рис 2.2

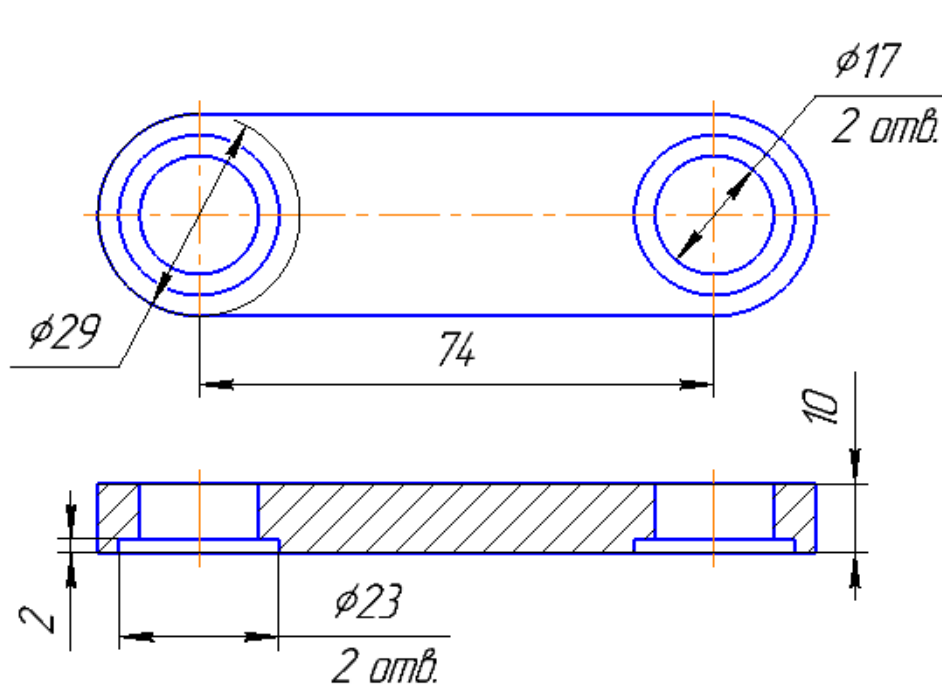


Рисунок 2.2 – Ескіз вихідних розмірів деталі шатун

Схема закріплення та навантаження деталі при розрахунках її на міцність для всіх наступних досліджень наведено на Рис .2.3

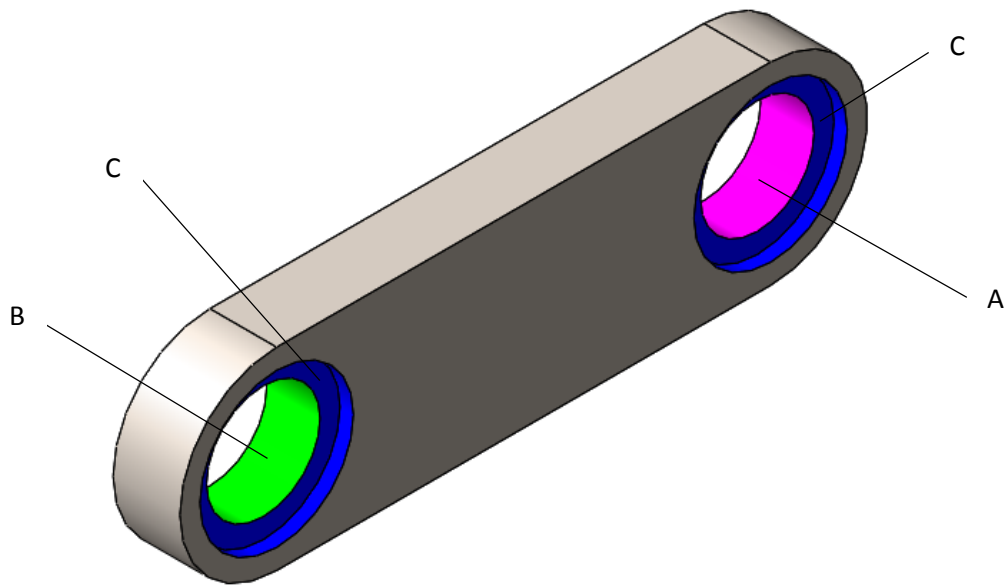


Рис. 2.3. – Схема закріплення та навантаження при розрахунках на міцність

Поверхня А рис 2.3 – фіксована нерухома геометрія, поверхня В рис. 2.3 поверхня прикладення сили, значення сили взяте з табл. 2.1. Та поверхні С – поверхні тертя ковзання з робочим зазором в 0.05 мм.

2.1 Перевірочні розрахунки початкового варіанту конструкції шатуну

Перевірка на розтяг

Виконуємо моделювання шатуна, який відповідає всім вихідним розмірам, які приведені на Рис.2.2 Проводимо розрахунки на розтяг, з вихідними параметрами навантажень див. таблиці 2.1. Схема закріплення та навантаження деталі наведена на рис.2.3. Змінюючи конструкційні параметри шатуна а саме параметри: товщина шийки шатуна (а) яка впливає на точку (А), радіус заокруглення ніжки шатуна (b), яка впливає на значення напружень в точці (В) та радіус заокруглення з'єднання основного тіла шатуна з шийкою (с), яка

впливає на значення напружень в точці С, які зображені на рис 2.4. Отримані результати заносимо до таблиці 2.2.

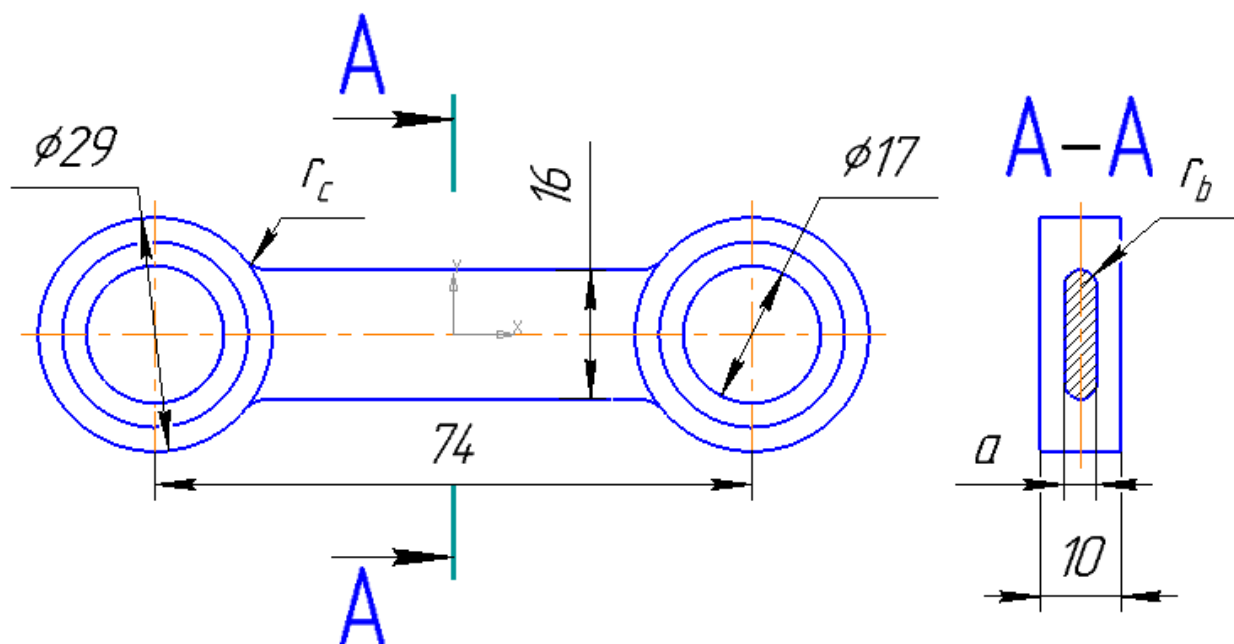


Рисунок 2.4 – Ескіз досліджуваного шатуна, з позначеннями змінних параметрів

Розміщення концентраторів напруження, наведені на рис. 2.5.

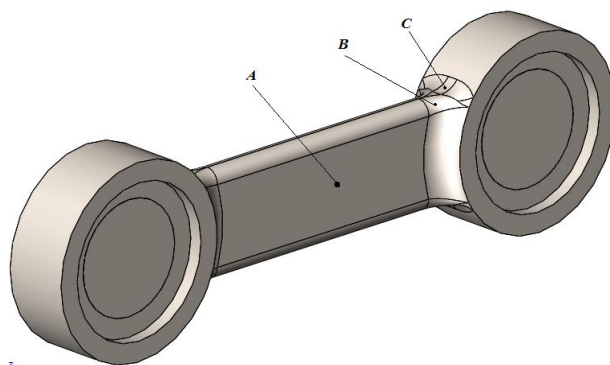


Рисунок 2.5 – Концентратори напруження досліджуваної моделі

Таблиця 2.2 – Значення напружень та переміщень в концентраторах напружень

№	Точка	Значення параметру, мм	Значення напруження, МПа	Значення переміщення, мм	Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	Вага, г
1	A	10.0	315.22	0.095	10.08	120.65
	B	0.0	-		2.73	
	C	0.0	816.30		2.59	
2	A	8.0	385.17	0.114	7.725	107.41
	B	1.0	1981.31		2.97	
	C	1.0	1325		2.10	
3	A	6.0	458.88	0.176	4.65	96.35
	B	2.0	1102.76		2.11	
	C	2.0	1276.56		1.76	
4	A	5.0	545.74	0.214	3.9	90.79
	B	2.5	957.33		1.78	
	C	2.5	1139.15		1.65	
5	A	4.0	637.99	0.288	3.4	85.19
	B	2.0	823.82		2.45	
	C	4.0	1073.80		2.32	
6	A	3.0	850.22	0.432	2.3	79.58
	B	3.5	1512.14		1.41	
	C	3.5	1189.43		1.46	

Проаналізувавши отримані результати можна зробити висновок що за параметрами міцності в точках – ключових точках та концентраторах напружень А, В, С, в дослідженні №2 взагалі значення напружень перевищують границю текучості для даного матеріалу, а саме ВСК 210-ВД, в дослідженні №3 та №4 спостерігається зменшення значень напружень та збільшення переміщення, але найменші значення були досягнуті в дослідженні №5 та №1. Не зважаючи на те, що коефіцієнт запас міцності менший ніж у варіанті №1 та зважаючи на те, що це допустимі значення, основним критерієм вибору між цими двома варіантами є вага. Варіант шатуна з дослідження №5 має суттєво меншу вагу ніж варіант №1 а саме різниця ваги становить 32% від маси варіанту №1

Епюри напружень та переміщень дослідження №5 приведені нижче на рис. 2.6 та 2.7.

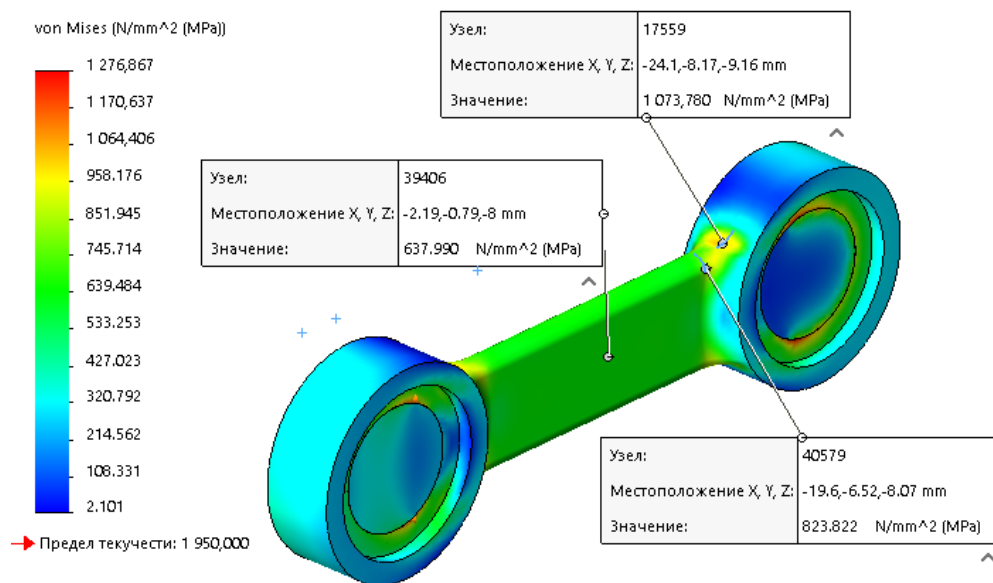


Рисунок 2.6 – Епюра напружень з дослідження №5

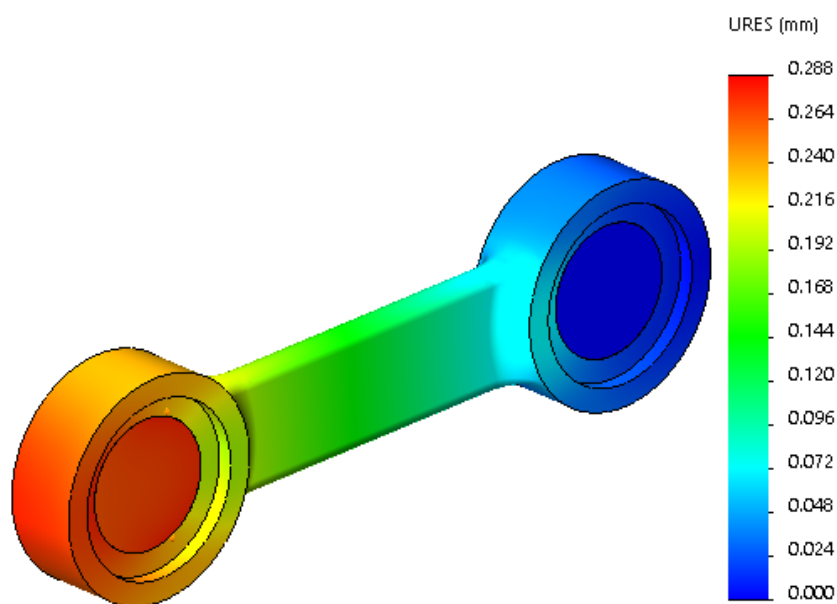


Рисунок 2.7 – Епюра переміщень дослідження №5

Перевірка на стиск

Проводимо розрахунки на стиск, з вихідними параметрами навантажень див. таблиця 2.1. Схема закріплення та навантаження деталі наведена на рис.2.3.

Конструкційні параметри , які в процесі дослідження будуть змінюватись ідентичні тим, що використовували при розрахунку на розтяг, ескіз параметрів див. рис 2.4, зображення ключових точок та концентраторів напруження див. рис. 2.5.

Отримані результати заносимо до таблиці 2.3

Таблиця 2.3 – Значення напружень та переміщень в ключових точках деталі

№	Точка	Значення параметру , мм	Значення напруження , МПа	Значення переміщення , мм	Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	Вага
1	A	10.0	293,71	0.080	10,78	120.65
	B	0.0	-		12,62	
	C	0.0	202.32		10,23	
2	A	8.0	358.00	0.094	8,09	107.41
	B	1.0	447.00		5,84	
	C	1.0	384.00		6,54	
3	A	6.0	470.70	0.121	5,45	96.35
	B	2.0	421.88		4,399	
	C	2.0	455.35		5,03	
4	A	5.0	570.62	0.14	3,82	90.79
	B	2.5	429.03		3,20	
	C	2.5	365.13		3,81	
5	A	4.0	688.91	0.168	3,15	85.19
	B	2.0	664.81		2,86	
	C	4.0	554.65		3,45	
6	A	3.0	725.13	0.187	2,04	79.58
	B	3.5	679.12		1,43	
	C	3.5	645.12		1,25	

З отриманих результатів видно, що спостерігається тенденцій росту напружень в усіх ключових точках дослідження з урахуванням винятку точки С дослідження №4, напруження якої менше за попереднє. В іншому напруження та переміщення збільшуються зі збільшенням параметрів, що призводить до зменшення товщини шийки, це стосується параметрів «а» та «b», та більш плавного радіусу між основним тілом шатуна та шийкою.

Найкращі значення, напружень, переміщень та коефіцієнту запасу в дослідження №1 так як і в перевірці деталі на розтяг. Але можна зробити

висновок що всі деталі відповідають необхідним параметрам міцності, тому що напруження не перевищують границю текучості матеріалу деталі. Епюри напружень та переміщень дослідження №5 приведені нижче на рис. 2.8 та 2.9.

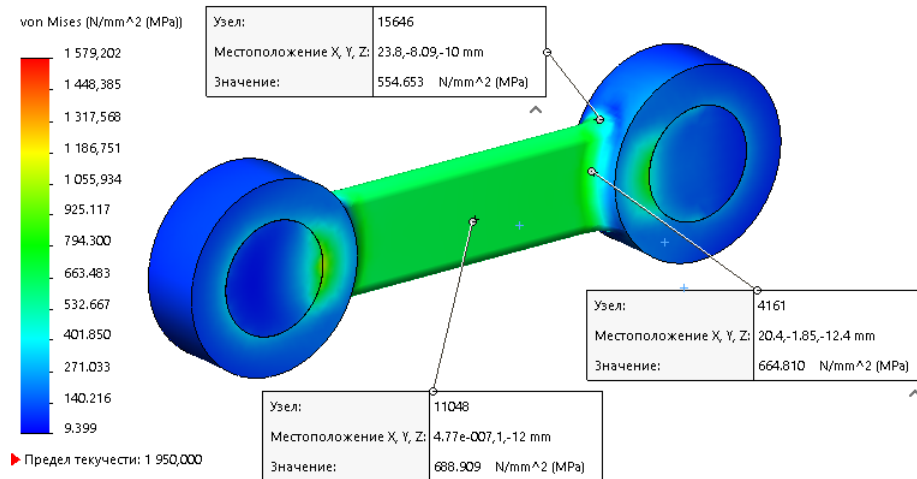


Рисунок 2.8 – Епюра напружень з дослідження №5

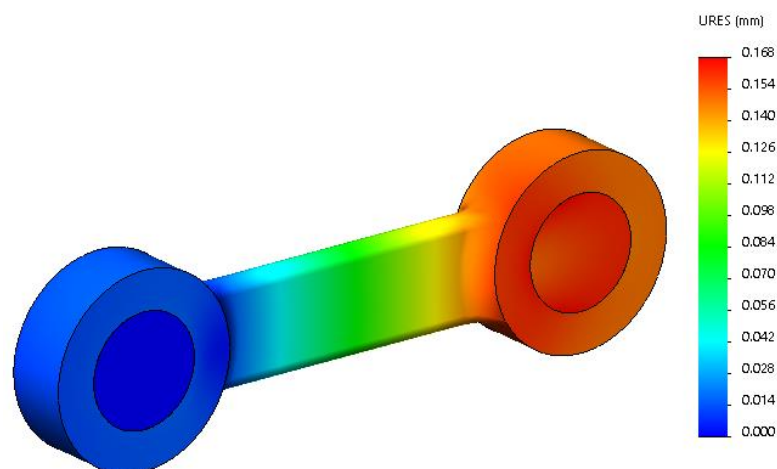


Рисунок 2.9 – Епюра переміщень дослідження №5

Вибір шатуна за результатами розрахунків

Провівши дослідження по кожному з запропонованих варіантах шатунів на розтяг стиск, як вже було сказано вище найкращими показниками міцності в порівнянні з масою деталей у варіанта шатуна, який приведений в дослідженні №5. Однак якщо не беручи до уваги масу деталі то варіант шатуна який

розраховувався в дослідженні №1 має нижчі напруження та в свою чергу менші деформації переміщень.

Оскільки в дослідженні на стиск всі варіанти шатунів відповідають параметрам міцності та не перевищують границю текучості. Варіант шатуна який одночасно пройшов перевірку на розтяг та стиск це варіанти шатунів з дослідження №1 та №5. По причинах, які були описані раніше був обраний варіант шатуна №5 див. додаток А.

2.2 Перевірочні розрахунки не типової форми шатуна

Перевірка на розтяг

Виконуємо моделювання шатуна, який відповідає всім вихідним параметрам, які приведені на Рис. 2.2

Проводимо розрахунки на розтяг, з вихідними параметрами навантажень див. табл. 2.1. Схема закріплення та навантаження деталі наведена на рис.2.3.

Змінюючи конструкційні параметри шатуна а саме параметри: товщина шийки шатуна (а) рис. 2.10, яка впливає на точку (А) рис. 2.11, ширина вирізу (b) рис. 2.10, яка впливає на значення напружень в точці (В) рис. 2.11 та довжина вирізу (с) рис. 2.10, яка впливає на значення напружень в точці (С) рис. 2.11.

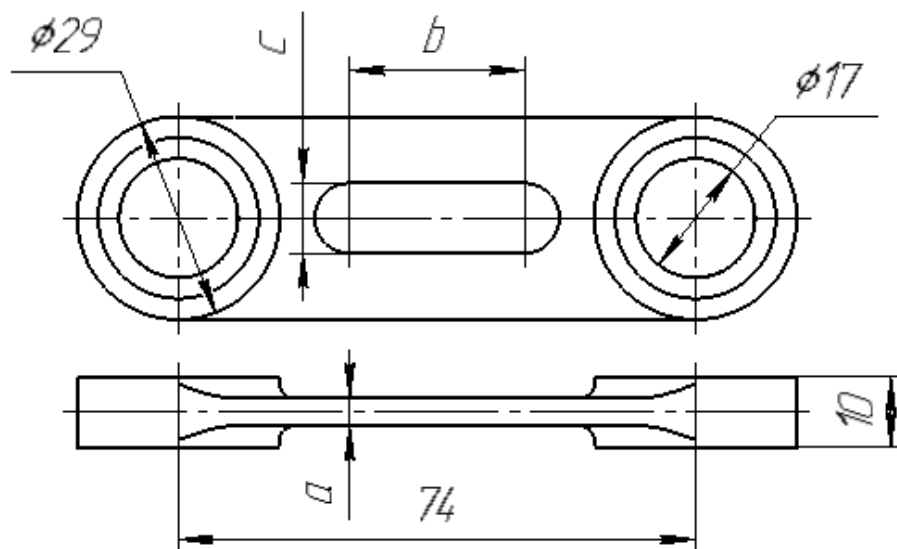


Рисунок 2.10 – Ескіз досліджуваного шатуна, з позначеннями змінних параметрів

Отримані результати заносимо до табл. 2.4

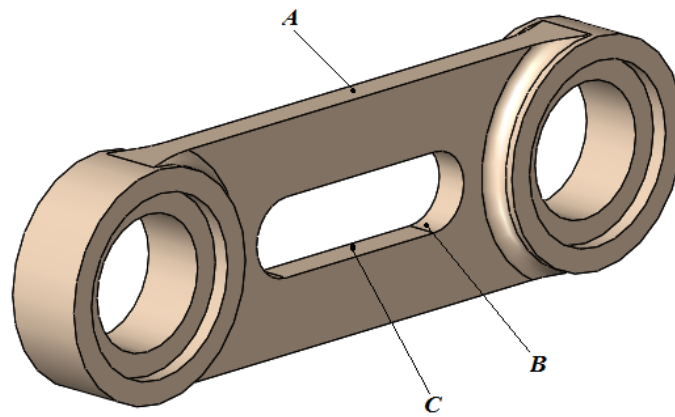


Рисунок 2.11 – Точки для дослідження

Таблиця 2.4 – Значення напружень та переміщень в ключових точках деталі

№	Точка	Значення параметру, мм	Значення напруження, МПа	Значення переміщення, мм	Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	Вага,г
1	A	8	228.43	0.157	8,37	121.06
	B	15	474.03		4,01	
	C	25	410.10		4,72	
2	A	7	263.99	0.169	7,30	113.73
	B	15	521.98		3,53	
	C	25	474.03		4,08	
3	A	6	312.20	0.185	6,18	106.4
	B	15	641.75		3,19	
	C	25	552.45		3,53	
4	A	5	291.66	0.175	6,51	107.83
	B	10	599.66		3,25	
	C	25	467.14		4,17	
5	A	4	365.54	0.199	5,38	98.75
	B	10	745.85		2,93	
	C	25	582.17		3,35	
6	A	4	555.72	0.277	3,51	86.95
	B	18	1124.60		2,07	
	C	25	1009.30		1,93	
7	A	4	636.54	0.308	3,09	85.24
	B	19	1254.51		1,55	
	C	25	1164.49		1,67	
8	A	4	708.19	0.335	2,75	83.47
	B	20	1363.89		1,45	
	C	25	1292.516		1,51	

З результатів дослідження, які приведені в табл. 2.3 видно, що в дослідженнях №1, №2, №3 показники напружень та значення переміщення ростуть в при незмінних параметрах b, c (рис.2.10), тобто параметр A впливає на площу поперечного перерізу шийки шатуна.

Після того як в дослідженні №4 виріз в шийці шатуна виконали меншого розміру та продовжили зменшувати товщину шийки шатуна, спостерігали зниження напружень в порівнянні з дослідженням №3. Зменшивши товщину шатуна ще на 1 мм, та залишивши незмінним параметри b, c (рис.2.10), виконали розрахунки які показують, що напруження та коефіцієнт запасу міцності дозволяє ще зменшити площу поперечного січення шийки шатуна.

Регулюючи параметри b, c (рис.2.10), та залишивши не змінним товщину шийки шатуна а щоб уникнути в подальшому втрату стійкості через критично малу товщину. За результатами досліджень №8 видно що коефіцієнт запасу міцності менший ніж 1.5, тому зменшення площі поперечного січення далі не проводили. Зупинившись на варіантах досліджень №7 та №6.

Зважаючи на те, що у варіанта №7 переміщення перевищують 0,3 мм. кращим варіантом обираємо варіант №6. Епюри напружень та переміщень дослідження №6 приведені нижче на рис. 2.12 та 2.13.

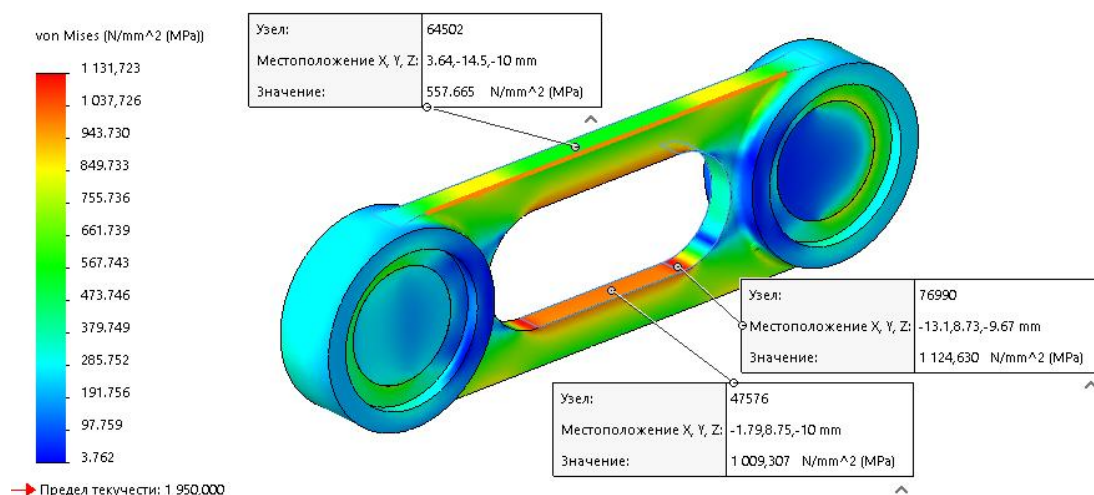


Рисунок 2.12 – Епюри напружень з дослідження №6

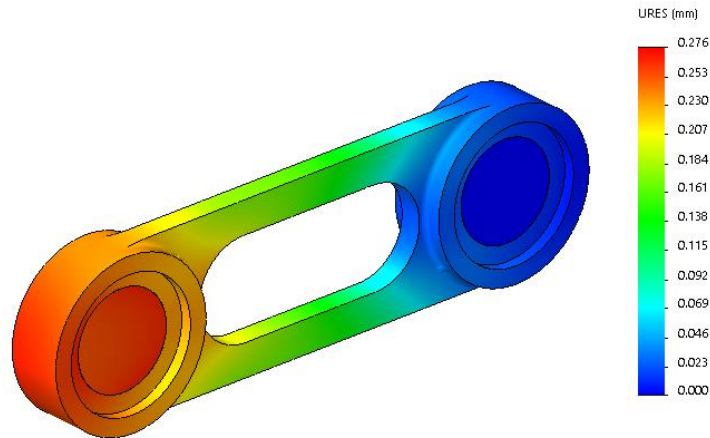


Рисунок 2.13 – Енюра переміщень

Перевірка на стиск

Проводимо розрахунки на стиск, з вихідними параметрами навантажень див. табл. 2.1. Схема закріплення та навантаження деталі наведена на рис.2.2.

Конструкційні параметри, які в процесі дослідження будуть змінюватись ідентичні тим, що використовували при розрахунку на розтяг, ескіз параметрів див. рис. 2.10, зображення ключових точок та концентраторів напруження див. рис. 2.11.

Отримані результати заносимо до таблиці 2.5

Таблиця 2.5 – Значення напружень та переміщень в ключових точках деталі

№	Точка	Значення параметру, мм	Значення напруження, МПа	Значення переміщення, мм	Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	Вага,г
1	A	8	210.05	0.085	8.54	121.06
	B	15	453.89		4.61	
	C	25	425.67		4.85	
2	A	7	253.68	0.14	7.77	113.73
	B	15	502.17		4.02	
	C	25	473.49		4.36	
3	A	6	293.82	0.120	6.59	106.4
	B	15	645.12		3.54	
	C	25	515.22		3.85	
4	A	5	315.65	0.132	6.25	107.83
	B	10	700.12		3.01	
	C	25	596.13		3.25	
5	A	4	385.46	0.153	5.05	98.75
	B	10	776.74		2.41	
	C	25	665.397		2.93	

№	Точка	Значення параметру, мм	Значення напруження, МПа	Значення переміщення, мм	Мінімальний коефіцієнт запасу міцності	Вага, г
6	A	4	605.79	0.259	3.24	86.95
	B	18	1205.02		1.71	
	C	25	1124.30		1.72	
7	A	4	694.93	0.299	2.08	85.24
	B	19	1346.20		1.42	
	C	25	1300.48		1.50	
8	A	4	774.80	0.331	2.51	83.47
	B	20	1485.36		1.35	
	C	25	1442.08		1.35	

З табл. 2.5 видно, що Дослідження №1-№5 мають досить не погані показники запасу міцності. та малі переміщення, але при зменшенні площі поперечного перерізу, показники падають.

Не беручи до уваги Дослідження №7 та №8 в яких коефіцієнт запасу міцності менший 1.5 з акцентуємо свою увагу на дослідженнях №6 та №5, які мають досить вагому різницю в площі поперечного перерізу, що в свою чергу призводить до великої різниці в показниках міцності.

Зважаючи на те, що значення переміщень дослідження №6 є допустимі та коефіцієнт запасу міцності більший ніж 1.5, а вага в порівнянні з попередніми варіантами можна зробити висновок, що цей варіант влаштовує та відповідає поставленим параметрам

Епюри напружень та переміщень дослідження №6 приведені нижче на рис. 2.14 та 2.15.

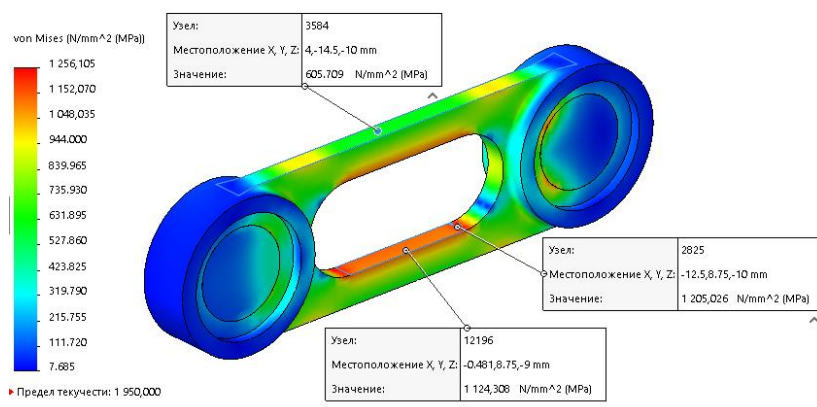


Рисунок 2.14 – Епюра напружень з дослідження №6

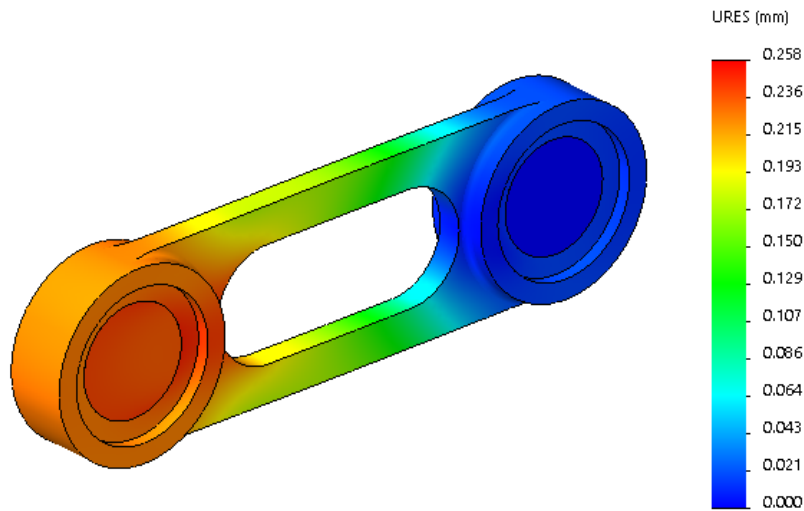


Рисунок 2.15 – Енюра переміщень

Провівши дослідження по кожному з запропонованих варіантах шатунів на розтяг стиск. Найкращими варіантами шатунів виявились №7 та №6.

Обраним варіантом опираючись тільки на дослідження на розтяг був варіант №6, оскільки шатун в процесі роботи сприймає навантаження не тільки по розтягу, а й по стиску були проведені дослідження шатуна на стиск, з яких було вибрано два варіанти найбільш підходящих за масою та параметрами міцності варіанти №5 та №6.

Було зроблено висновок, що оскільки в кожному з досліджень в пару найкращих варіантів входить варіант №6 прийнято рішення вибрати його, як остаточний варіант даної конструкції шатуна.

Ескіз шатуна див. додаток. Б.

2.3 Топологічна оптимізація шатуна

Метою даного дослідження є отримання форми шатуна який витримує навантаження які приведені в таблиці 2,1 , має мінімальну вагу та відповідає всім вихідним параметрам, які наведені на Рис 2.2.

За початкову форму шатуна приймаємо модель шатуна яка побудована за вимогами які наведені на рис. 2.2

За допомогою програмного забезпечення *Autodesk Fusion 360* [], який має модуль топологічної оптимізації «*Shape optimization*»[] приклавши

зусилля та прибравши всі необхідні степені свободи деталі, проводимо розрахунок.

Вихідна маса шатуна 185,75 г, відповідно до ескізу який наведений на рис. 2.2

Схема закріплення деталі та прикладання сили наведено на рис. 2.3.

Створені програмним забезпеченням сітки, по яких створювались твердо тілі моделі шатунів, які після цього перевірялися на міцність на розтяг та стиск наведені нижче.

Першим кроком для початку моделювання потрібно було визначити максимальні рамки зменшення ваги, було прийнято перше дослідження провести на параметрі в 50% від початкової, див. рис. 2.16, а.



Рисунок 2.16 – Зображення шатунів:

а) згенерована сітка б) твердо тіла модель

Після того, як була отримана модель сітки оптимізованої деталі, виконуємо моделювання максимально повторюючи контури побудованих поверхонь див. рис. 2.16, б. Зображення епюри коефіцієнту запасу міцності на рис. 2.17.

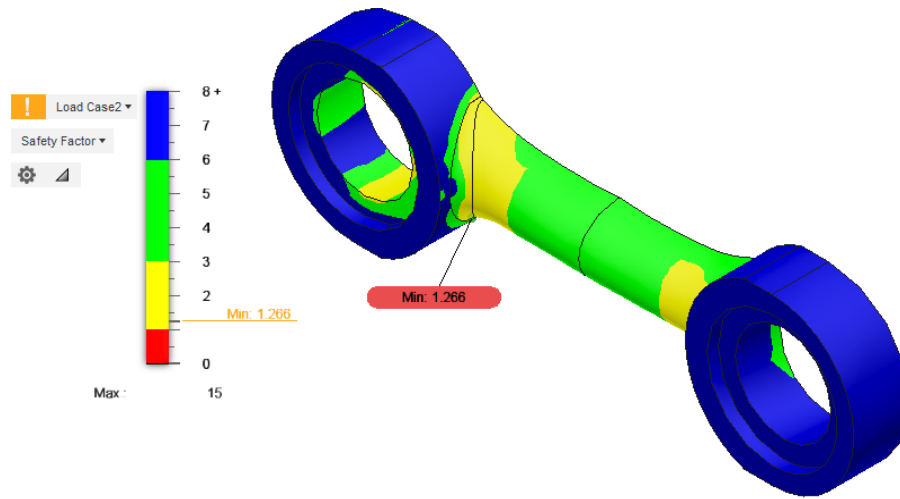


Рисунок 2.17 – Енюра коефіцієнту запасу міцності

Оскільки мінімальний коефіцієнт запасу міцності менше ніж 1.5 цей варіант дослідження з 50% маси не підходить.

Наступним кроком дослідження було збільшити вагу деталей на 10%, що орієнтовно повинно збільшити коефіцієнт запасу до необхідного. Дослідження з 60% зменшення маси шатуна дало наступну згенеровану сітку поверхонь рис. 2.18, а, з допомогою якого було побудовано твердо тільна модель шатуна рис. 2.18, б та визначено масу деталі.



Рисунок 2.18 – Зображення шатунів

а) згенерована сітка б) твердо тіла модель

Після чого був проведений статичний аналіз шатуна на розтяг стиск, який показав результати: максимальне напруження 708 МПа, максимальні

переміщення становлять 0,15 мм та мінімальний коефіцієнт запасу міцності рівний 2.62, що є достатнім, але цілю дослідження є максимальне зменшення ваги шатуна.

Епюра коефіцієнту запасу міцності зображена на Рис 2.19

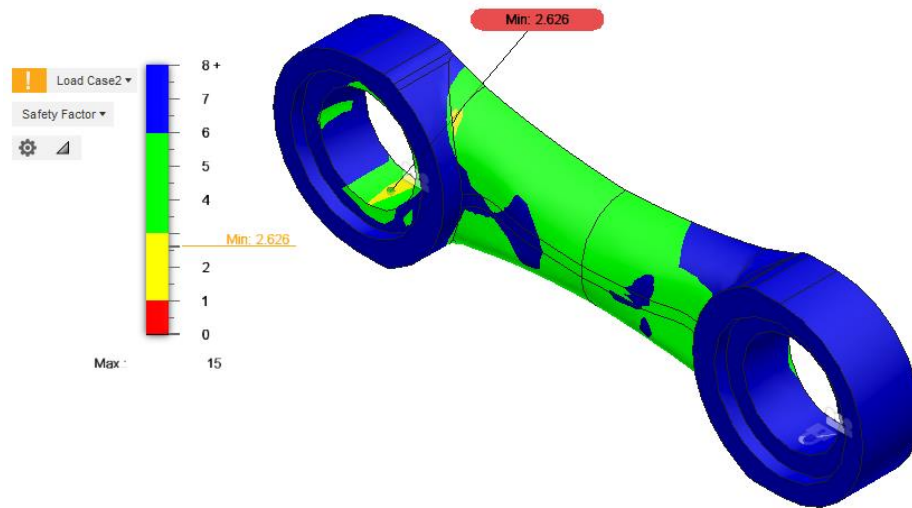


Рисунок 2.19 – Епюра коефіцієнту запасу міцності

Тому наступні дослідження будуть з поступовим зменшенням ваги та перевіркою даної конфігурації на міцність.

Зображення сітки та твердо тільної моделі шатуна з 55% від загальної маси вихідного шатуна наведено на рис. 2.20.



а)

б)

Рисунок 2.20 Зображення шатунів

а) згенерована сітка б) твердо тіла модель

Значення параметрів міцності які були отримані: максимальні напруження 831,7 МПа, переміщення становлять 0,19 мм. А коефіцієнт запасу міцності становить 2.23, епюра коефіцієнту запасу міцності на рис.. 2.21.

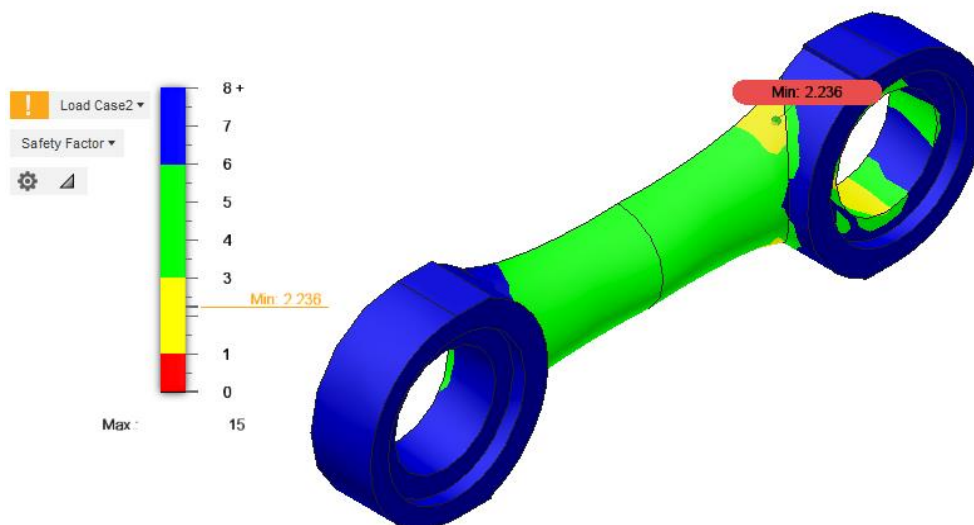


Рисунок 2.21 – Епюра коефіцієнту запасу міцності

Дослідження показало, що можна продовжувати зменшувати масу деталі можна, тому для наступного дослідження зменшуємо масу деталі до. 52.5% від загальної маси деталі див Рис 2.22.



Рисунок 2.22 – Зображення шатунів

а) згенерована сітка б) твердо тіла модель

Значення параметрів міцності які були отримані: максимальні напруження 888,3 МПа, переміщення становлять 0,2 мм. А коефіцієнт запасу міцності становить 2.09, епюра коефіцієнту запасу міцності на рис.2.23.

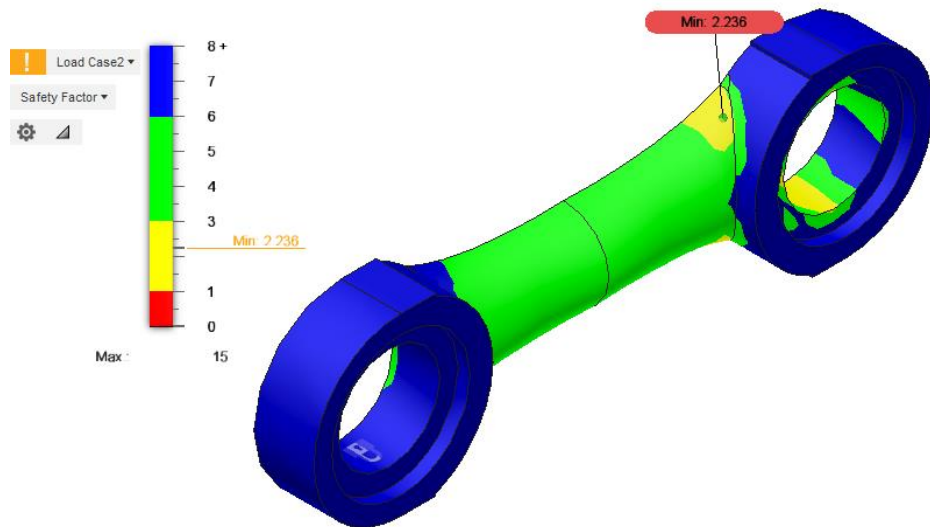


Рисунок 2.23 – Епюра коефіцієнту запасу міцності

Останнім дослідженням яке найбільш влаштовує нас по параметрам відношенням запасу міцності до маси, це 51% від маси вихідної початкової деталі. Змодельована деталь та її сітка зображена на рис. 2.24.



Рисунок 2.24 – Зображення шатунів

а) згенерована сітка б) твердо тіла модель

Значення параметрів міцності які були отримані: максимальні напруження 1077 МПа, переміщення становлять 0,22 мм. А коефіцієнт запасу міцності становить 1.73, епюра коефіцієнту запасу міцності на рис. 2.25.

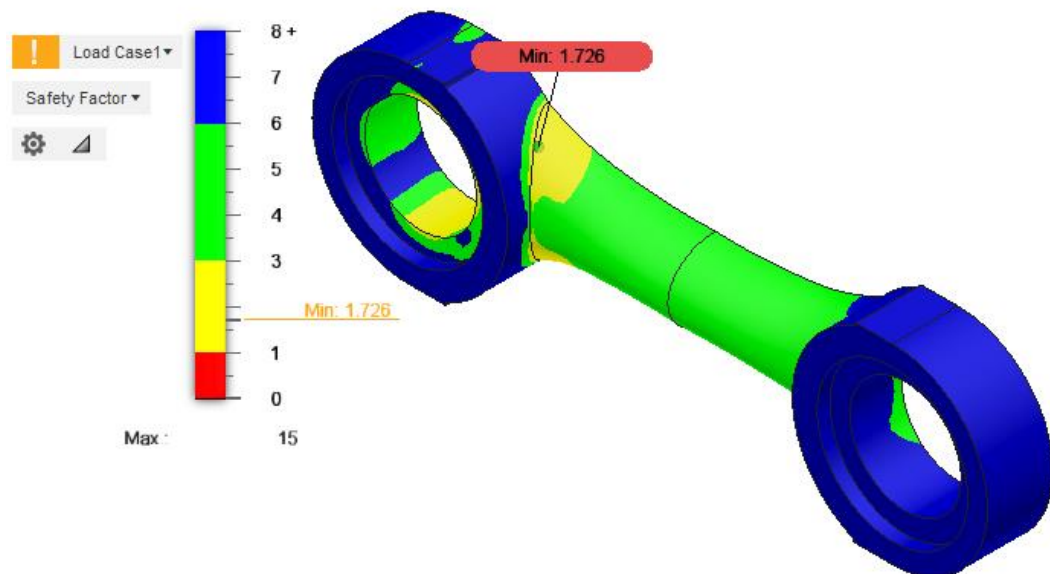


Рисунок 2.25 – Енюра коефіцієнту запасу міцності

Всі дані, які були отримані в процесі дослідження були зведені до загальної табл. 2.6, по якій простіше аналізувати дані та робити висновки.

Оскільки дані по розтягу та стиску не відрізняються всі параметри приведені в табл. 2.6 є спільними.

Таблиця 2.6 – Зведена таблиця результатів дослідження

№	Зменшення маси, %	Фактична вага шатуна, гр	Напруження МПа	Переміщення мм	Коефіцієнт запасу міцності
1	50.0	89.92	1014.07	0,24	1,26
2	60.0	108.86	708.0	0,15	2,62
3	55.0	97.91	831,7	0,19	2,27
4	52.5	95.34	888.3	0.20	2,23
5	51.0	91.88	950.3	0,22	1.73

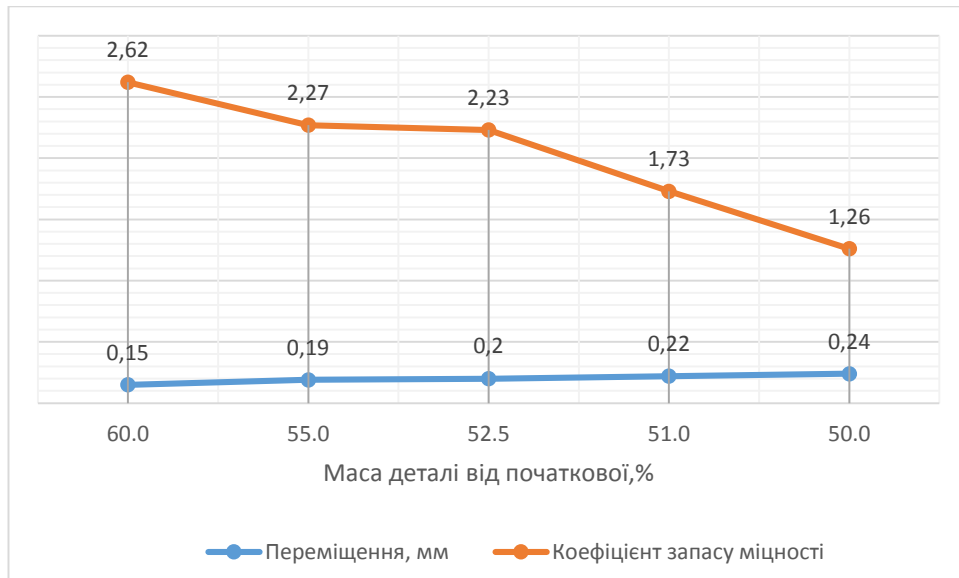


Рисунок 2.26 – Залежність коефіцієнту запасу міцності та переміщень деталі від її маси при топологічній оптимізації

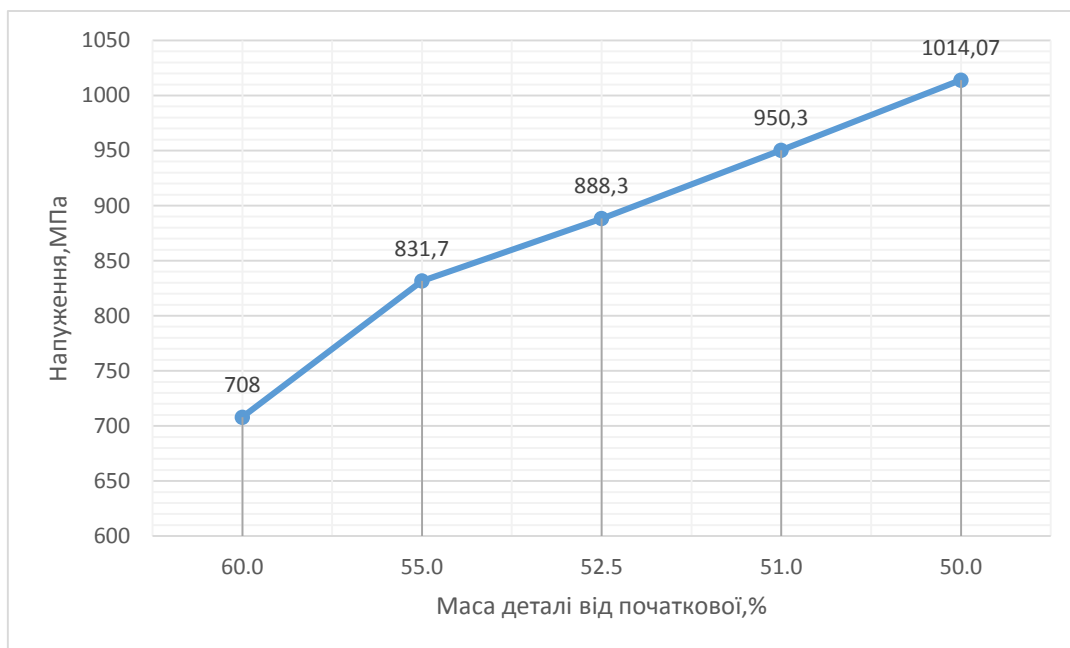


Рисунок 2.27 – Збільшення значень напружень при зменшенні ваги деталі при топологічній оптимізації

Провівши дослідження з різними параметрами топологічної оптимізації було обрано варіант №5 з вагою в 51% від маси деталі, так як мінімальний коефіцієнт запасу більший ніж 1.5, а маса в порівнянні з іншими варіантами запропонованих шатунів, які також виконують дану вимогу менша. Ескіз деталі наведено в додатку В.

2.4 Доповнення вихідних даних при проектуванні

Паралельно з проектуванням шатуна, велися роботи над іншими деталями двигуна такими, як водило, вал зовнішній та вал середній. що безпосередньо впливають на розміри та форму шатунів.

Після проведених розрахунків на міцність вище перелічені деталі суттєво змінили свої геометричні параметри, що в свою чергу вносить додаткові обмеження по формі шатуна.

Вигляд остаточних моделей деталей, геометрія яких вносить додаткові обмеження зображено на рис. 2.28, Кресленики деталей додаток Е,К,Л

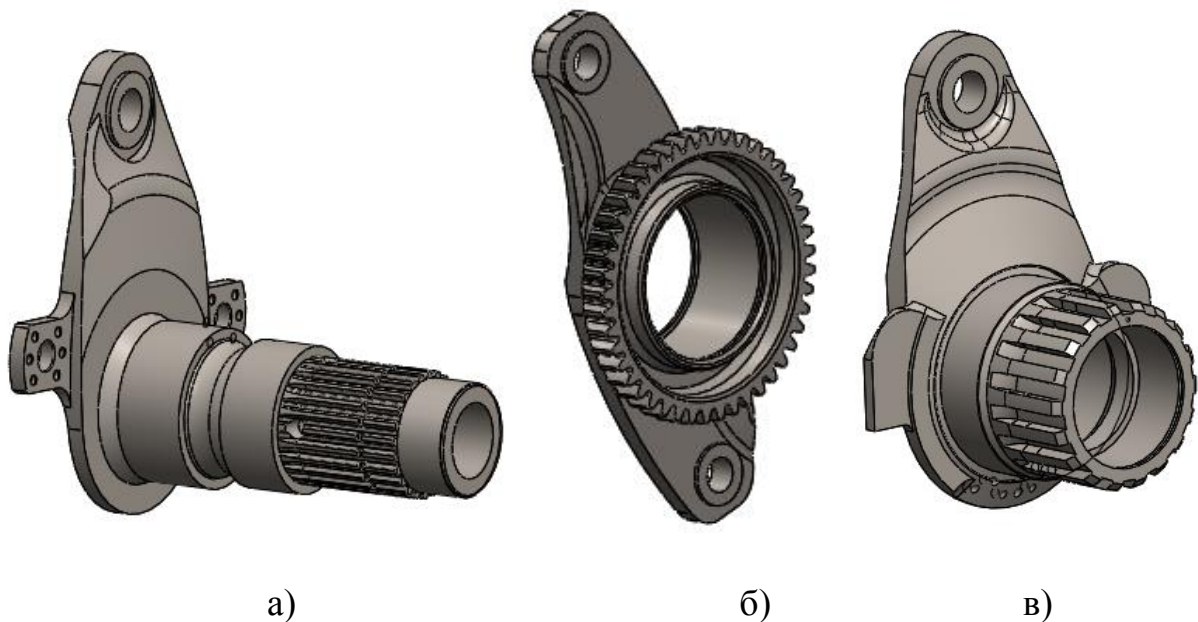


Рисунок 2.28 – Моделі деталей:

а) вал зовнішній; б) водило в) вал середній

Поверхні які задають необхідну форму шатуна зображені на рис. 2.29.

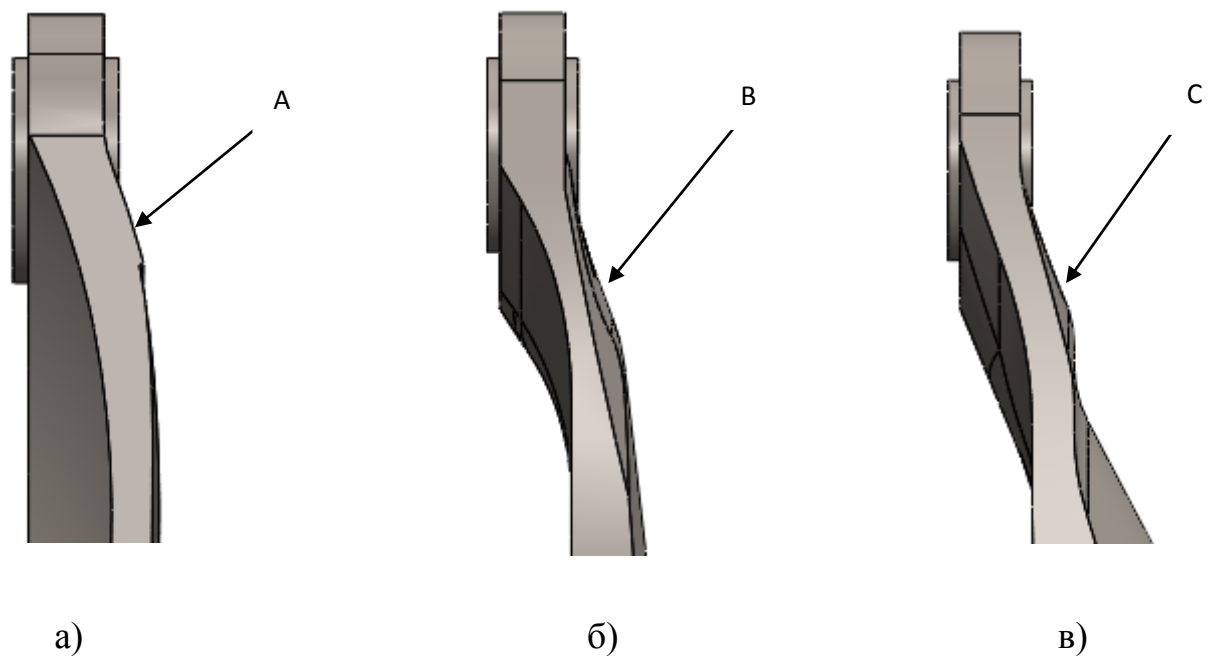


Рисунок 2.29 – Зображення площин, які формують необхідну шийку шатуна: а) води́ло; б) вал середній; в) вал зовнішній

Таблиця 2.7 – Множина точок які формують площину необхідного нахилу шатуна

№	Води́ло		Вал зовнішній		Вал середній	
	X,мм	Y,мм	X ,мм	Y ,мм	X ,мм	Y ,мм
1	0.00	1.79	0.00	7.07	0.00	9.05
2	0.84	4.19	1.00	10.03	0.86	12.46
3	1.67	6.72	1.94	12.73	1.82	15.50
4	2.33	8.91	3.38	16.60	2.70	18.18
5	3.27	12.33	4.65	19.83	3.47	20.25
6	3.98	15.66	6.01	23.14	4.37	22.74
7	4.73	18.86	6.75	26.15	6.29	28.04

Побудувавши лінії по даним координатам отримали значення мінімального кута нахилу шийки шатуна, який становить 19° див. рис. 2.30.

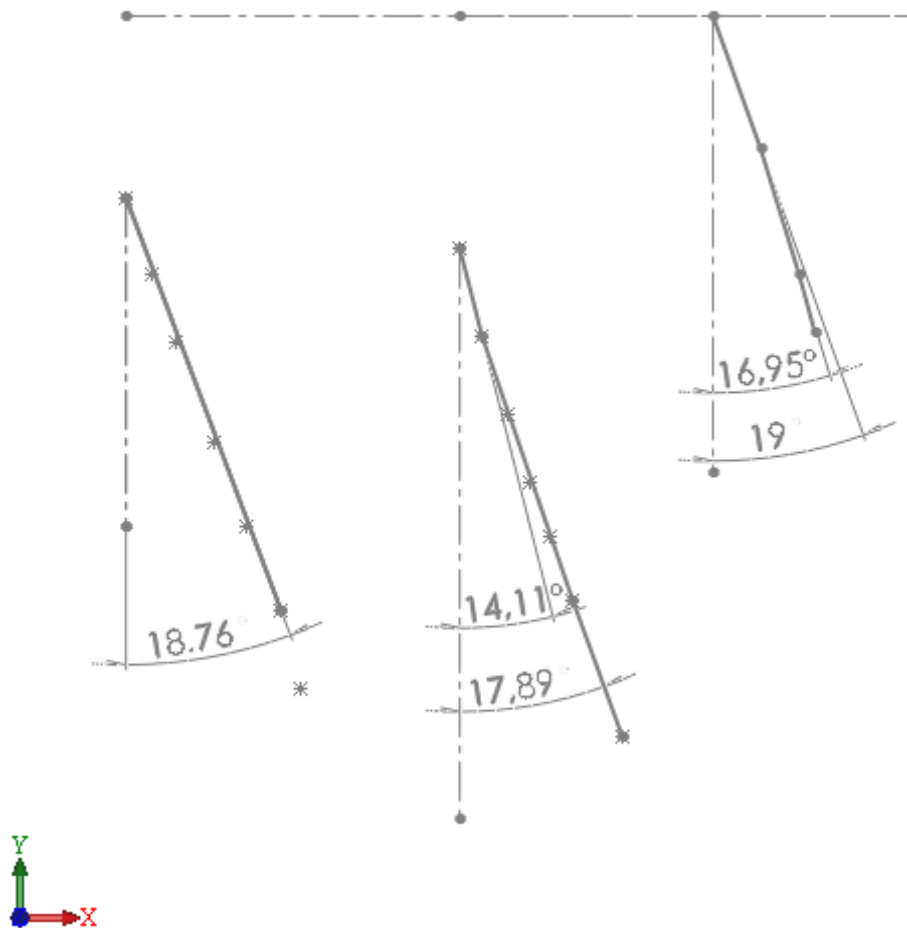


Рисунок 2.30 – Графічне зображення масиву точок для кожної з деталей:

а) вал зовнішній; б) вал середній в) водило

Після отриманих даних оновлюємо таблицю з вихідними даними по геометричних параметрах та продовжуємо проектування шатуна:

- Мінімальний кут нахилу шийки шатуна - 19°

2.5. Модель шатуна з врахуванням змін у вихідних даних

В результаті отриманих доповнених вихідних даних була побудована нова модель шатуна, яка виконує всі умови, а саме одну з головних умов кут нахилу шийки шатуна більше 19° . Зображено на рис. 2.31.

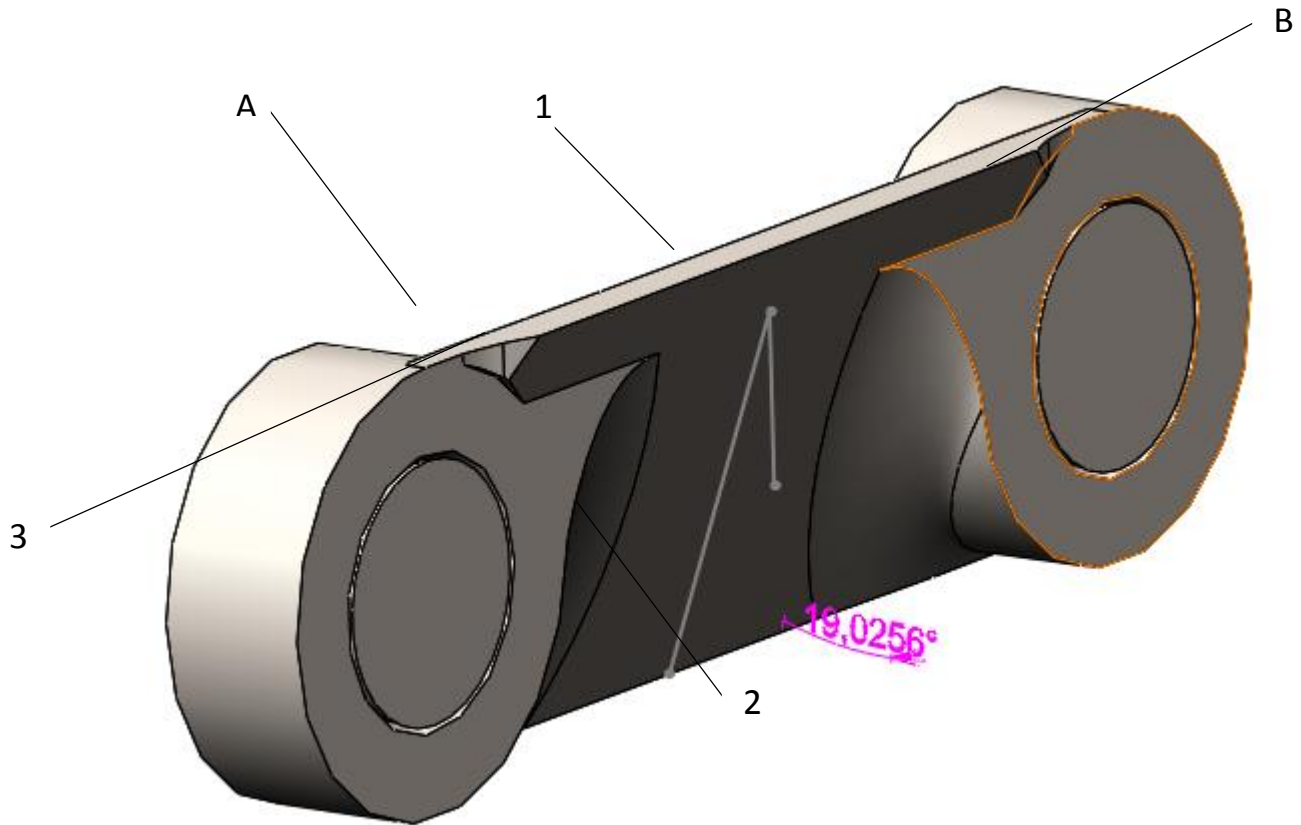


Рисунок 2.31 – Зображення однієї з умов вихідних даних

Інші рішення які були прийняті в процесі моделювання це, зробити шийку шатуна симетричною, та з мінімальною її товщиною.

Виступ 1, який зображений на рис 2.31, виконаний для збільшення міцності деталі та зменшення напруження в точках «А» та «В», в яких в попередніх дослідженнях напруження досягали критичних величин

Радіуси округлень 2 також виконані для збільшення міцності деталей, при даній формі та значенню радіуса заокруглень, немає дотику площини шатуна з іншими площинами відповідних деталей: водила, валу зовнішнього та валу середнього.

Зрізи 3 на виступах 1 виконані щоб шатун не зачіпав кромкою 4 іншої деталі, тому що розташований на критично малій відстані від спряженої деталі.

2.6 Перевірка на міцність

Виконавши модель шатуна проводимо перевірку на міцність. Схема закріплення та навантаження деталі не змінюється Рис.2.3. Оскільки чисельні значення показників напруження, переміщення та значення коефіцієнту при розтягу та стиску не відрізняються, на рис. 2.32, рис. 2.33, рис. 2.34 приведені епюри по одному з досліджень.

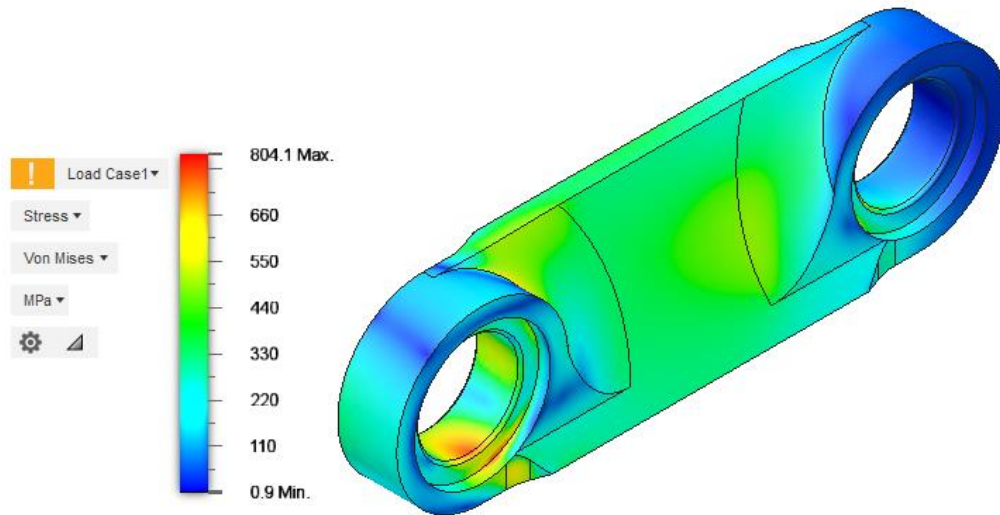


Рисунок 2.32 – Епюра напружень шатуна

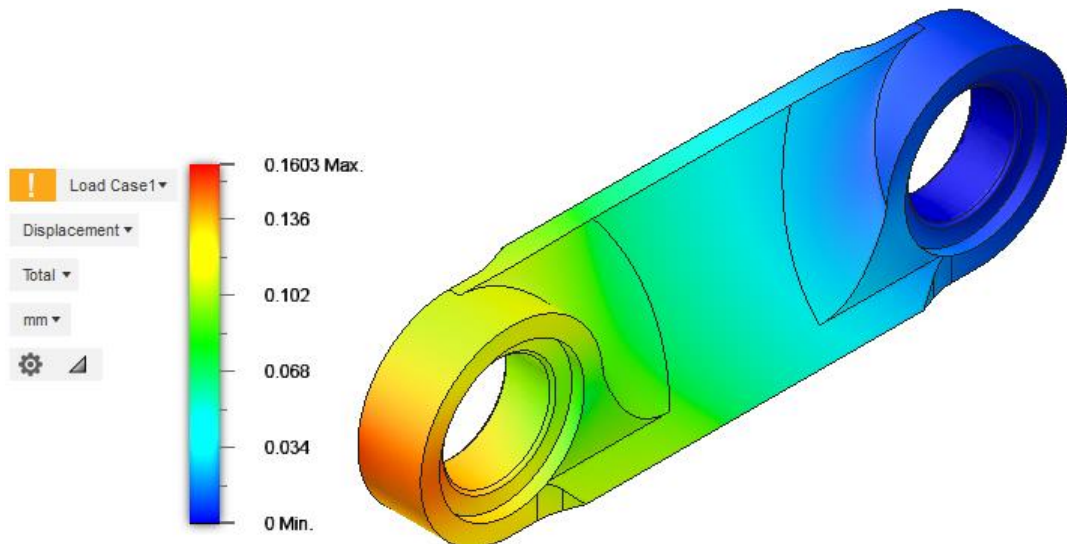


Рисунок 2.33 – Епюра переміщень шатуна

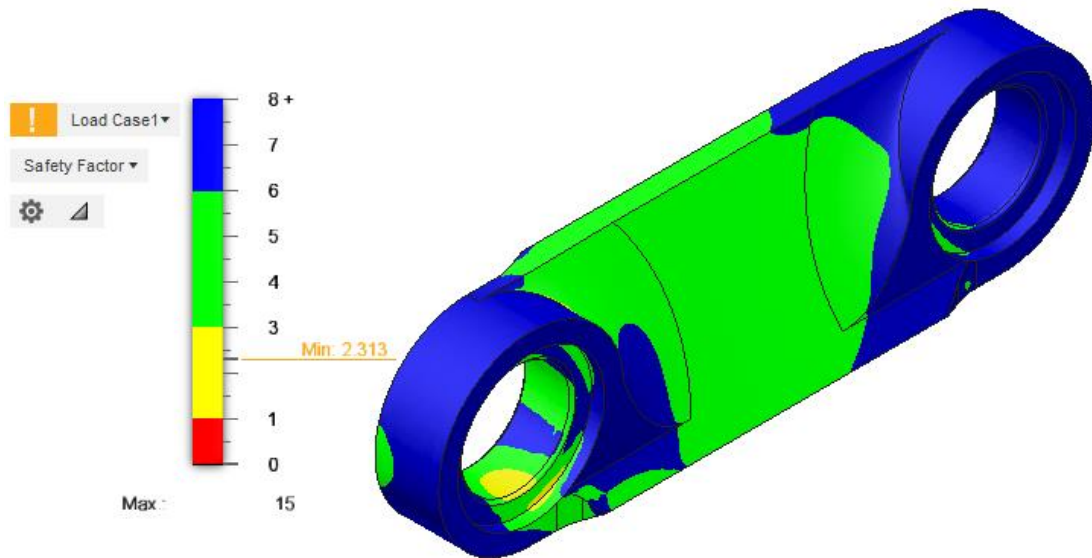


Рисунок 2.34 – Епюра коефіцієнту запасу міцності

За результатами отриманих даних та епюр, які показують фактичні напруження, переміщення та коефіцієнт запасу міцності на всіх ділянках шатуна; можна зробити висновки, що даний варіант шатуна при навантаженні якого максимальні напруження 804,1 МПа є не критичними для даного матеріалу ВСК210-ВД має достатній мінімальний коефіцієнт запасу міцності 2.31 для подальшого зменшення його ваги.

Фактична вага деталі на даному етапі становить 104,5 г. Виконуючи дослідження форми шийки шатуна за допомогою топологічної оптимізації див. табл. 2.6 вдавалося зменшити вагу деталі до 91.88 г. при цьому коефіцієнт запасу міцності становить 1.73. Ескіз деталі наведено в додатку Г

Для подальших досліджень доцільно використати топологічну оптимізацію деталі за вихідну деталь вважити побудовану модель рис.2.31

2.7 Топологічна оптимізація форми шатуна

Метою дослідження є зменшити масу шатуна, за початкову модель взято форму деталі, яка була побудована з урахуванням додаткових вихідних параметрів рис. 2.31. Початкова вага деталі – 104.5 г.

Виконаємо топологічну оптимізацію з різними параметрами процентного відношення маси від початкового виконаємо твердо тілну модель та проведемо розрахунки на міцність, результати досліджень занесемо до табл. 2.8.

Обмеженнями для топологічної оптимізації є:

- дві області навколо отвору під пальці шатуна $\varnothing 29$ мм, рис. 2.26;
- площина симетрії паралельна вісям отворів та перпендикулярна шийці шатуна, рис. 2.35.

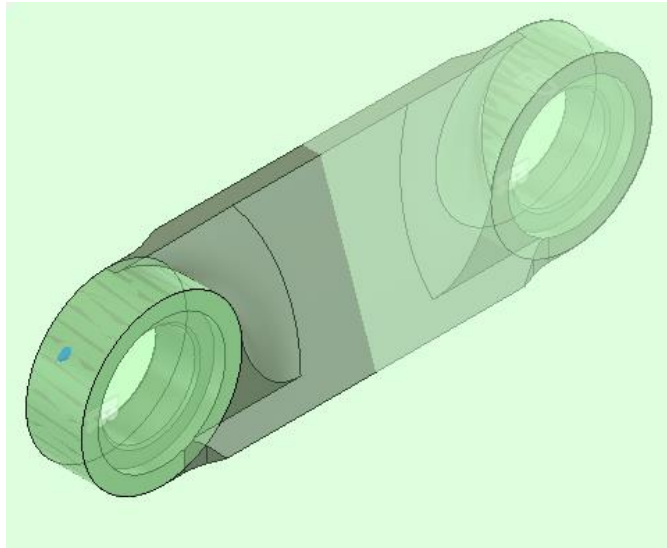


Рисунок 2.35 – Графічне зображення обмежень для топологічної оптимізації

Перше дослідження проводимо з параметрами в 85% маси від початкової рис. 2.36. За отриманими результатами можна зробити висновки, що максимальні напруження деталі становлять 1164 МПа див. рис. 2.37, що менше ніж границя текучості матеріалу ВСК210-ВД.

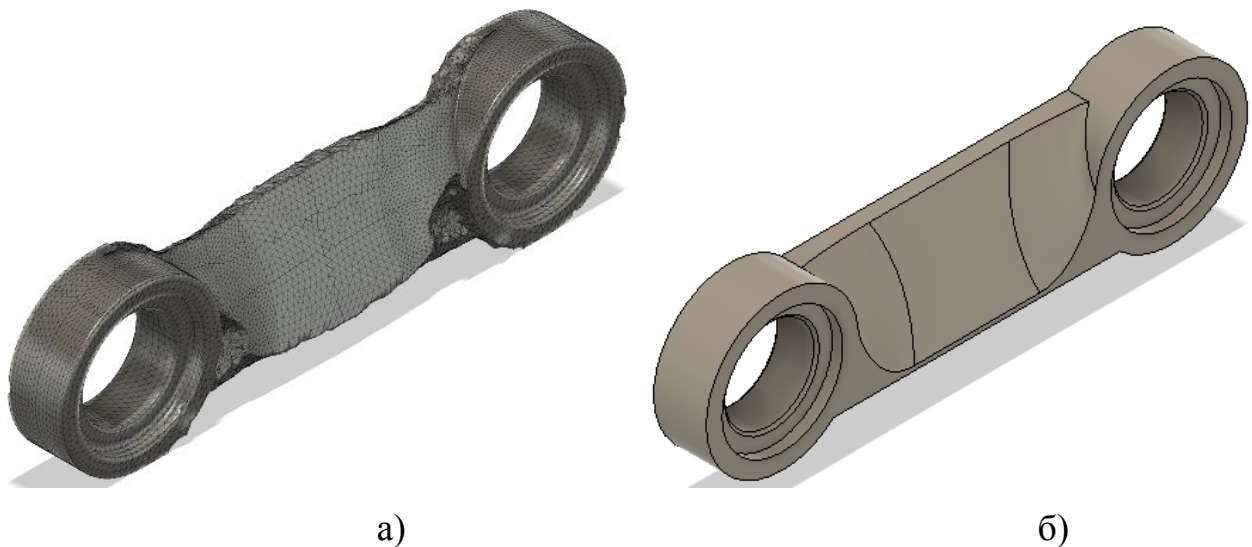


Рисунок 2.36 – Топологічна оптимізація 85% від початкової маси:

а) результати дослідження; б) наближена форма деталі до результатів

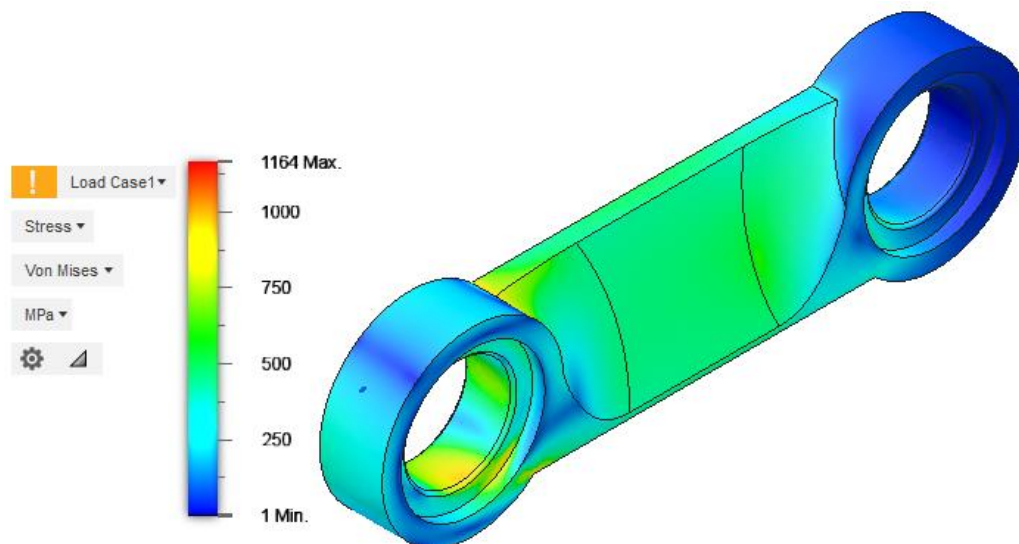


Рисунок 2.37 – Енюра напружень при топологічній оптимізації 85%

Максимальні переміщення становлять 0.205 мм, див. рис. 2.38, а оскільки ці деформації є пружними, що є не критичним для даної деталі.

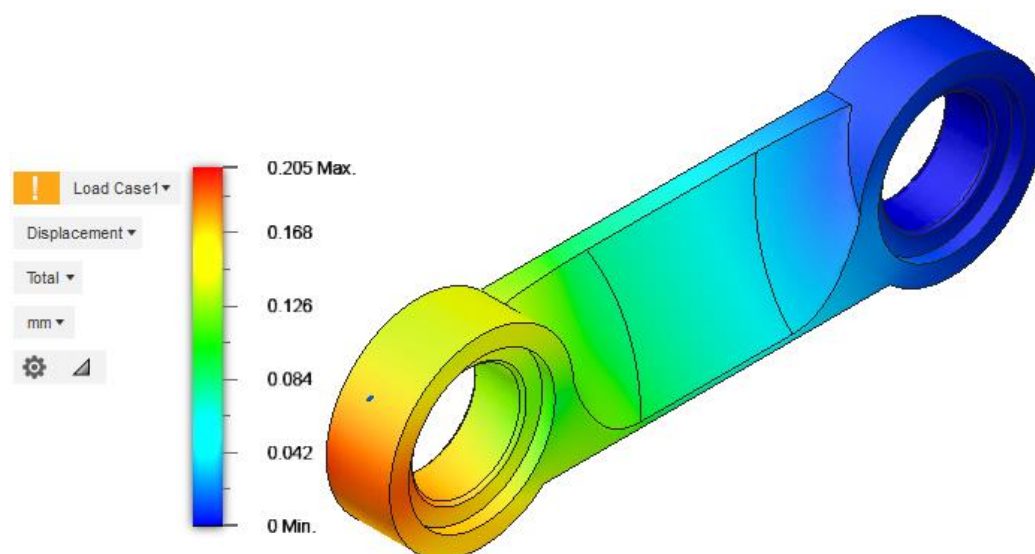
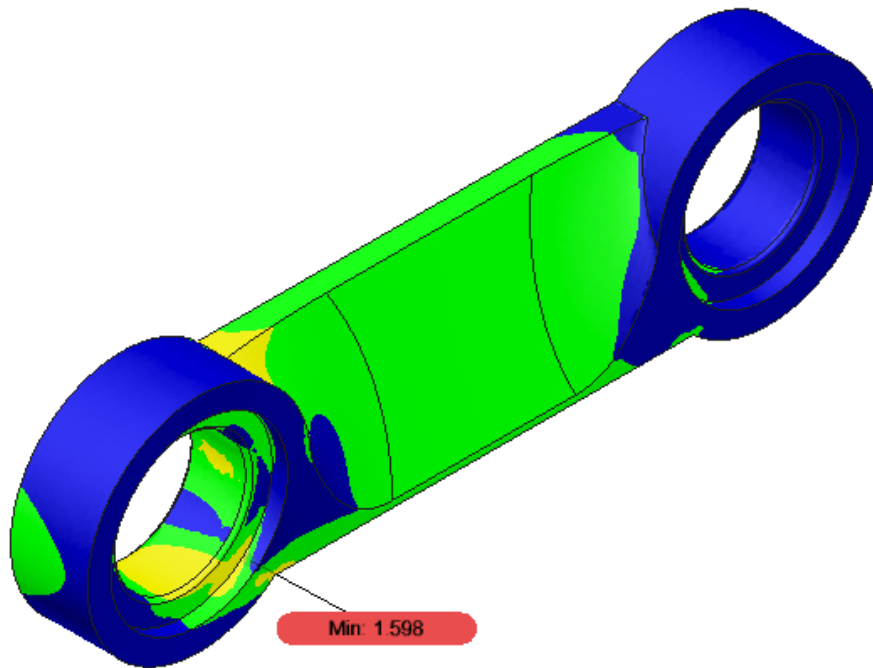


Рисунок 2.38 – Енюра переміщень топологічної оптимізації 85%

Мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 1.598 див. рис. 2.39, що є більшим від мінімально допустимого. Тому наступним кроком дослідження буде продовження зменшення процентного співвідношення від початкової маси моделі



*Рисунок 2.39 – Епюра коефіцієнту запасу міцності
топологічної оптимізації 85%*

Виконаємо дослідження з процентним відношенням маси 80% див. рис. 2.40, до початкової та проаналізуємо отримані результати.

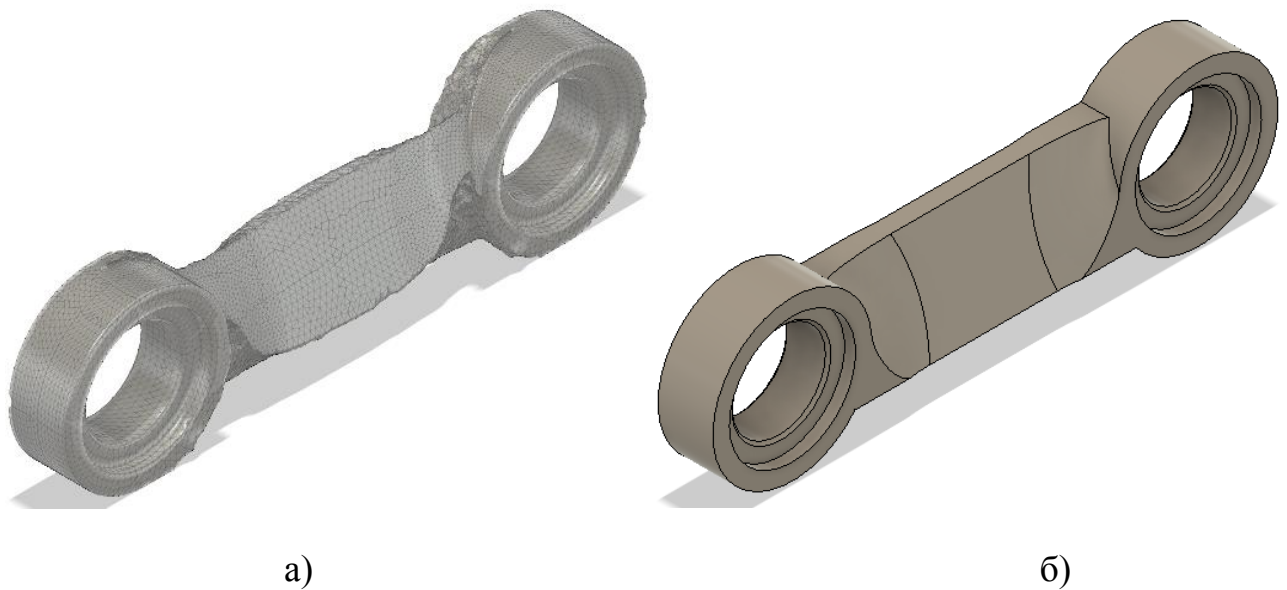


Рисунок 2.40 – Топологічна оптимізації 85% від початкової маси:

а) результати дослідження; б) наближена форма деталі до результатів

Напруження, які були отримані в такому варіанті форми шатуна 1522 МПа, див. рис. 2.41, що менше ніж границя текучості матеріалу ВСК210-ВД.

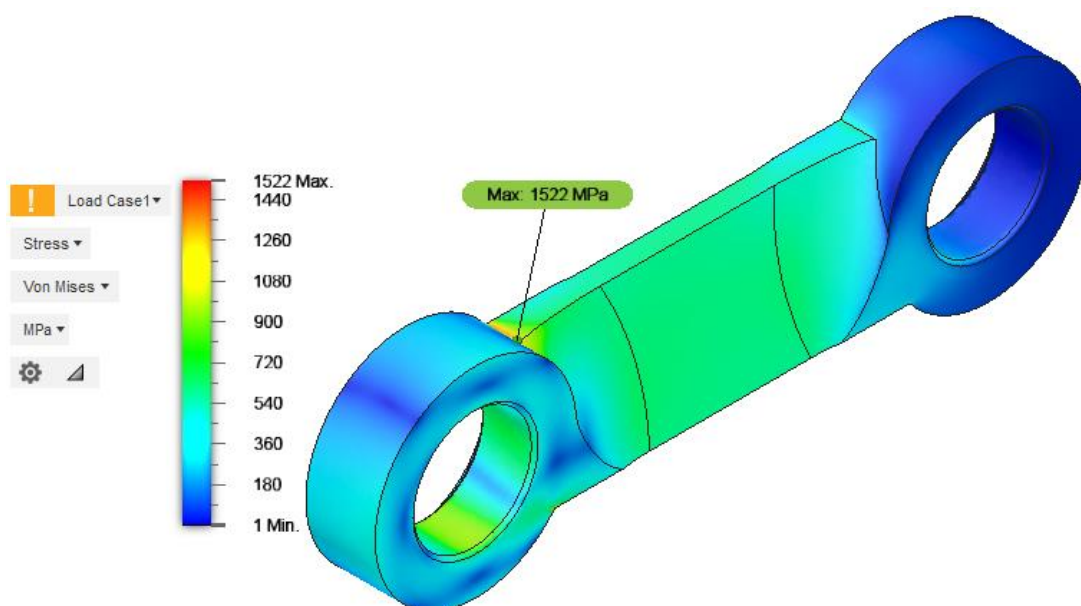


Рисунок 2.41 – Епюра напружень при топологічній оптимізації 80%

Максимальні переміщення становлять 0.235 мм, див. рис. 2.42, а оскільки ці деформації є пружними, що є не критичним для даної деталі.

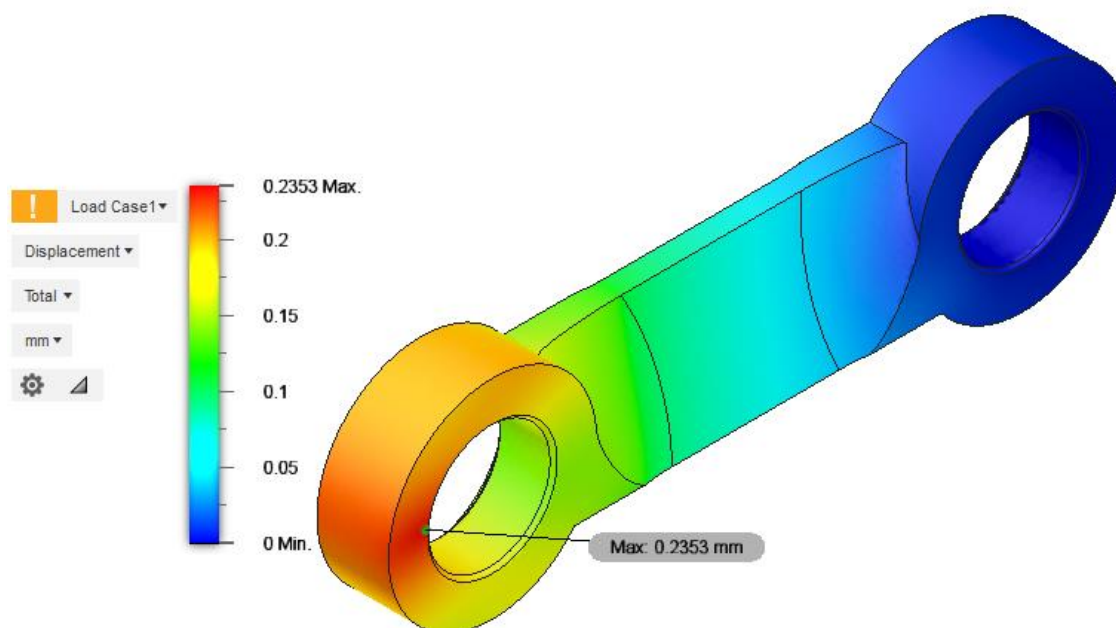


Рисунок 2.42 – Епюра переміщень топологічної оптимізації 85%

Мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 1.22 див. рис. 2.43, що є меншим від мінімально допустимого. Тому наступним кроком дослідження буде збільшити процентного співвідношення від початкової маси моделі.

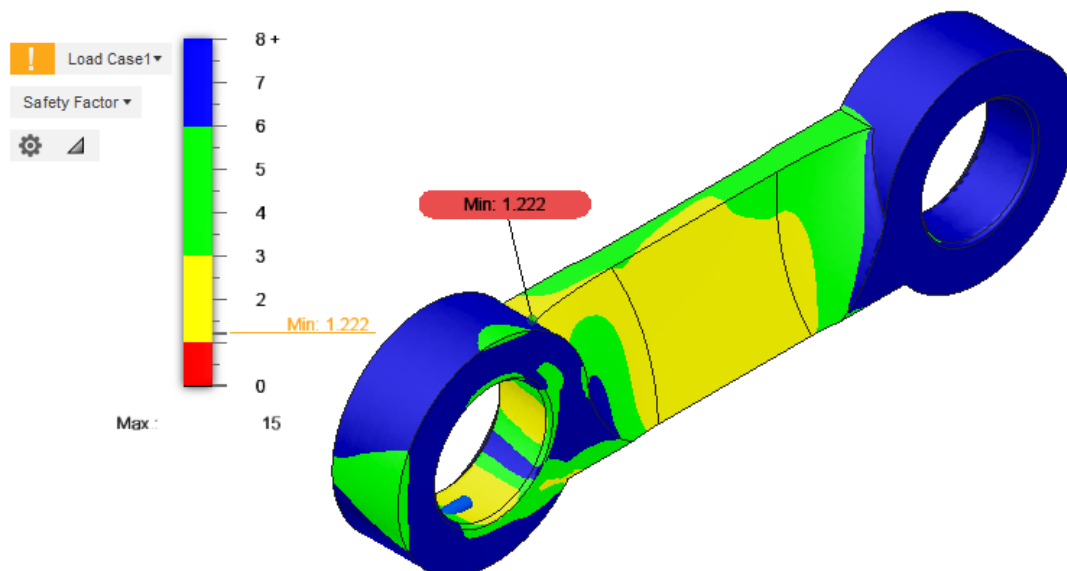
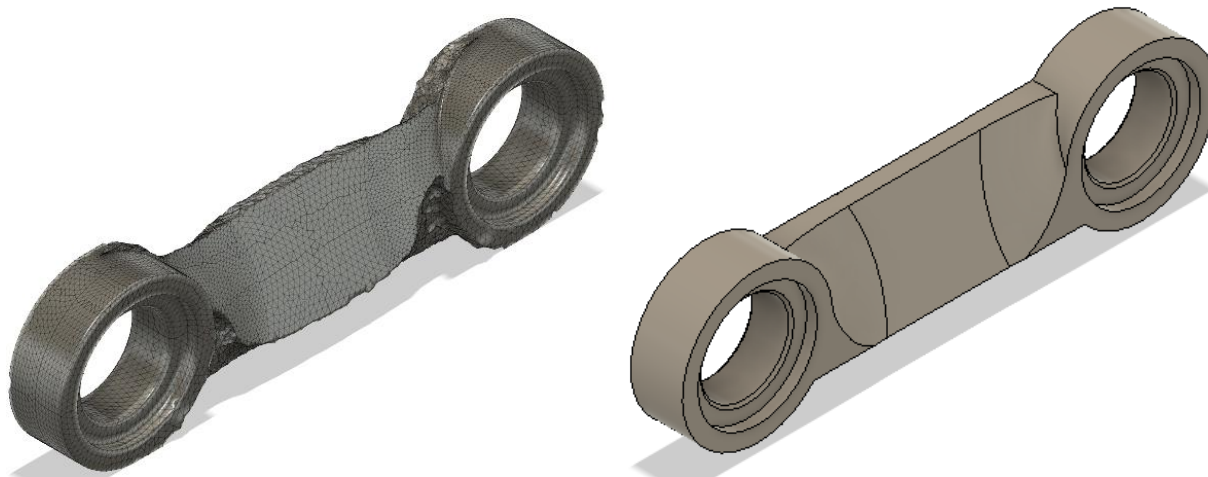


Рисунок 2.43 – Епюра коефіцієнту запасу міцності топологічної оптимізації 80%

Оскільки мінімальний коефіцієнт запасу міцності в попередньому дослідженні є меншим від необхідного приблизно на 23%, що є досить великим значенням прийнято рішення виконати дослідження з процентним відношенням маси 82.5% див. рис. 2.44.

Дане дослідження повинно максимально нас наблизити до мінімально допустимого коефіцієнту запасу міцності 1,5. Таким чином отримаємо деталь з мінімальною вагою , яка буде відповідати всім вихідним параметрам див табл. 1.3 та витримувати навантаження в процесі експлуатації.



а)

б)

Рисунок 2.44 – Топологічна оптимізація 82.5% від початкової маси:

а) результати дослідження; б) наближена форма деталі до результатів

Напруження, які були отримані в такому варіанті форми шатуна 1274 МПа, див. рис. 2.45, що менше ніж границя текучості матеріалу ВСК210-ВД.

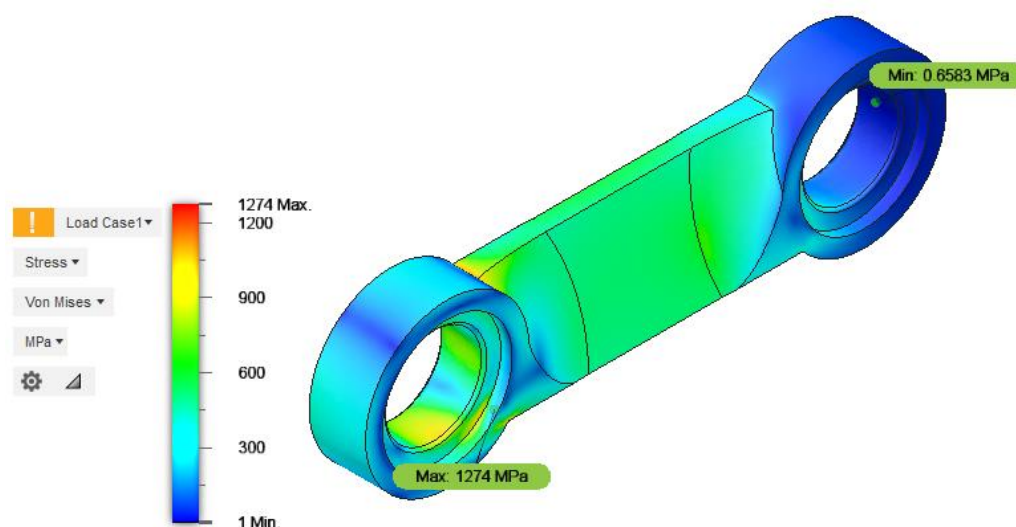


Рисунок 2.45 – Епюра напружень при топологічній оптимізації 82.5%

Максимальні переміщення становлять 0.235 мм, див. рис. 2.46, а оскільки ці деформації є пружними, що є не критичним для даної деталі.

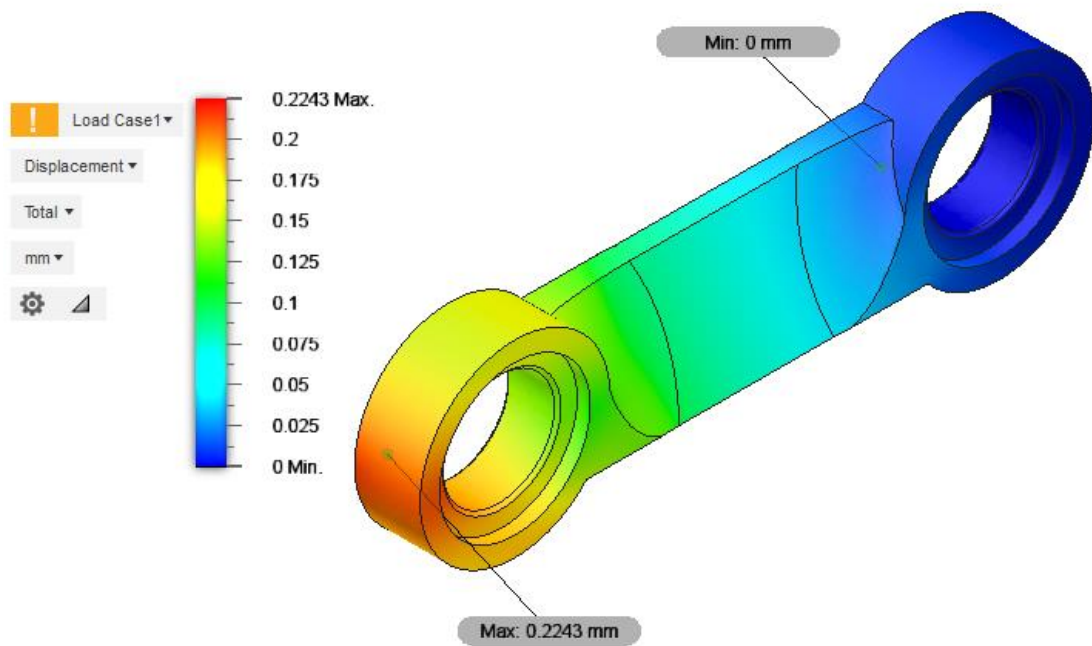


Рисунок 2.47 – Енюра переміщень топологічної оптимізації 85%

Мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 1.46 див. рис. 2.48, що є меншим від мінімально допустимого. Тому наступним кроком дослідження буде збільшити процентного співвідношення від початкової маси моделі.

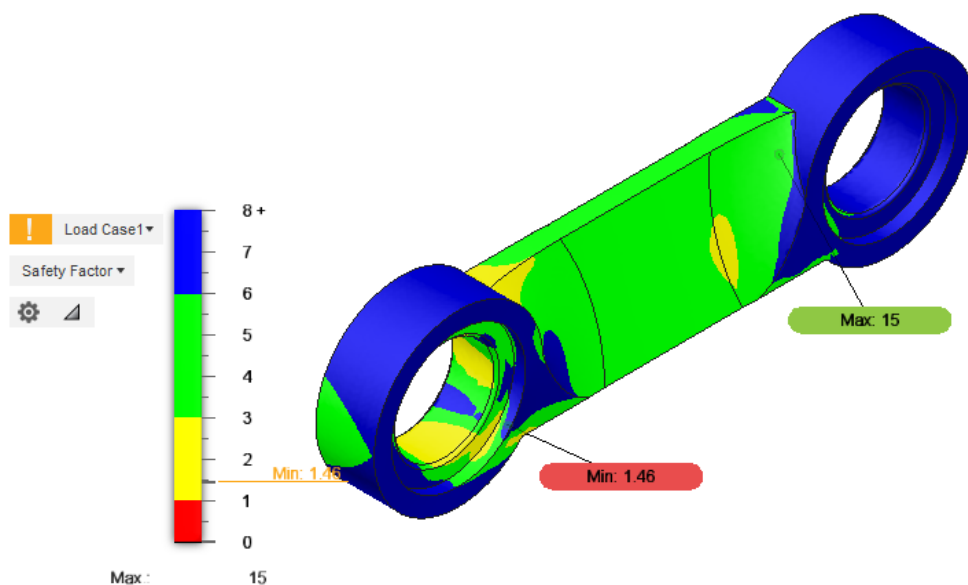


Рисунок 2.48 – Енюра коефіцієнту запасу міцності топологічної оптимізації 82.5%

Оскільки мінімальний коефіцієнт запасу міцності 1.46 в попередньому дослідженні є меншим від необхідного, що є досить не великим відхиленням від

необхідного значення прийнято рішення виконати дослідження з процентним відношенням маси 83% див рис.2.49.

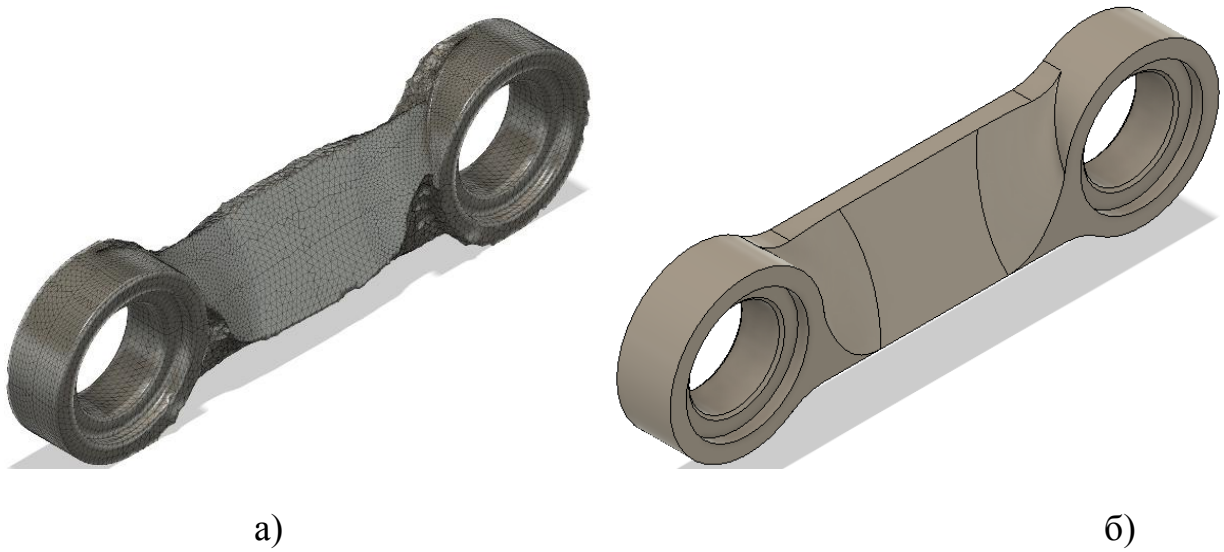


Рисунок 2.49 – Топологічна оптимізація 83% від початкової маси:

а) результати дослідження; б) наближена форма деталі до результатів

Напруження, які були отримані в такому варіанті форми шатуна 993 МПа, див. Рис 2.50, що є найкращими показниками за всі дослідження та менше ніж границя текучості матеріалу ВСК210-ВД

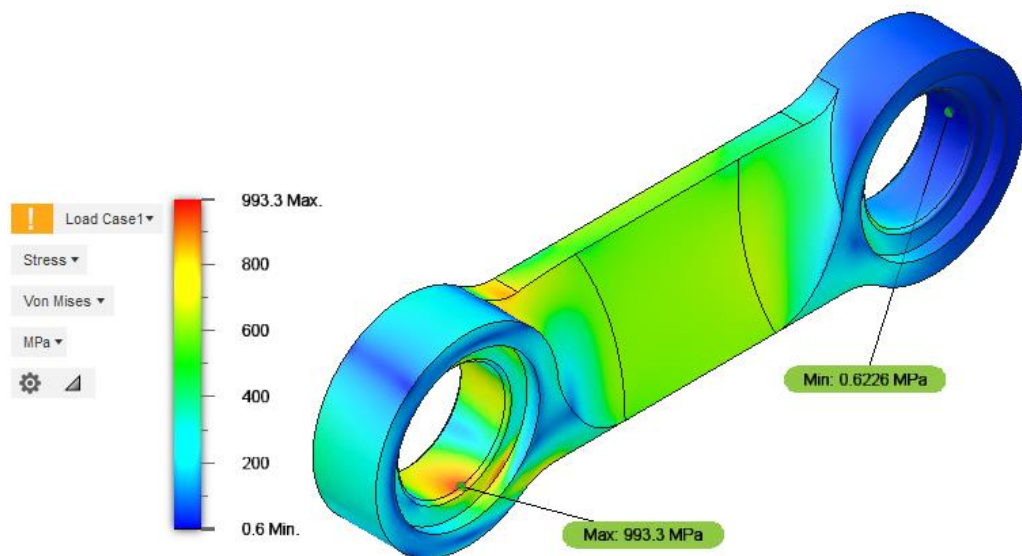


Рисунок 2.50 – Епюра напружень при топологічній оптимізації 83%

Максимальні переміщення становлять 0.216 мм, див. рис. 2.51, що в порівнянні з попередніми двома варіантами менше, а оскільки ці деформації є пружними, що є не критичним для даної деталі.

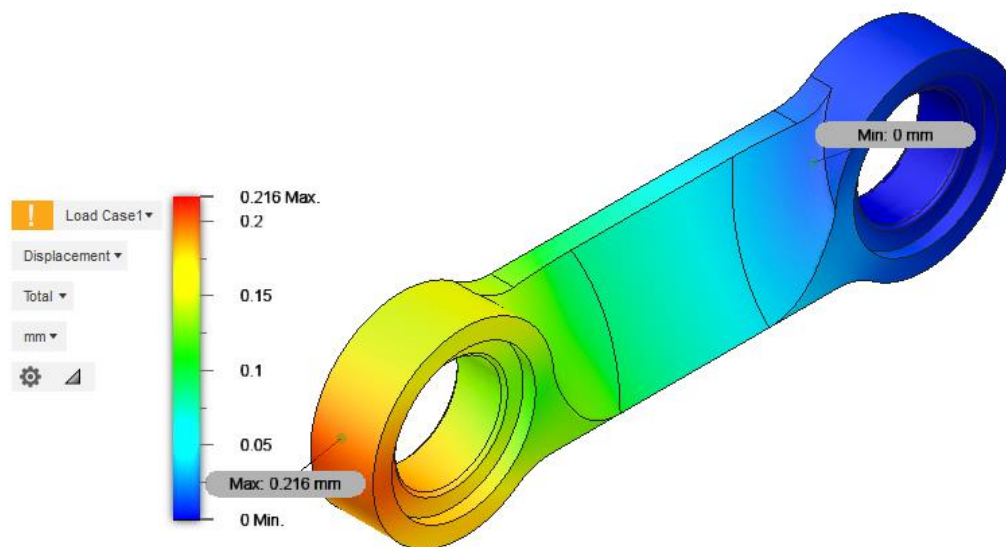


Рисунок 2.51 – Еюра переміщень топологічної оптимізації 83%

Мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 1.87 див. рис. 2.52, що є найкращим з отриманих результатів навіть в порівнянні з першим варіантом та є більшим від мінімально допустимого.

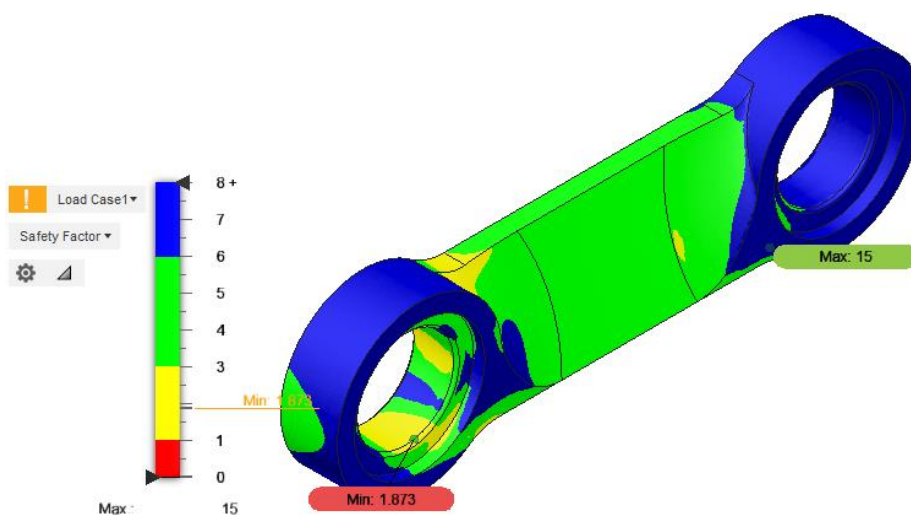


Рисунок 2.52 – Еюра коефіцієнту запасу міцності топологічної оптимізації 83%

Таблиця 2.8 – Зведені результати дослідження топологічної оптимізації

№	Зменшення маси, %	Фактична вага шатуна, г	Напруження, МПа	Переміщення, мм	Коефіцієнт запасу міцності
1	85,0	92.71	1164	0,205	1.60
2	80	87.89	1522	0,235	1,22
3	82,5	89.48	1274	0,224	1.46
4	83	90.59	993	0,216	1.87

Проаналізувавши отримані результати досліджень можна зробити висновки, що варіант шатуна №4 найкраще підходить з параметрами міцності, а саме коефіцієнтом запасу міцності на максимальними напруженнями.

Остаточна конструкція деталі «Шатуна»

Провівши топологічну оптимізацію та обравши найкращий варіант форми шатуна, було прийнято рішення максимально наблизити форму шатуна до побудованої програми, що до цього не виконувалось тому що в даних точках напруження були не великими та мало впливало на результати дослідження

А саме виконати симетричні вирізи з обох боків шийки шатуна на площадках А та В, див. рис. 2.53. Додаток Д

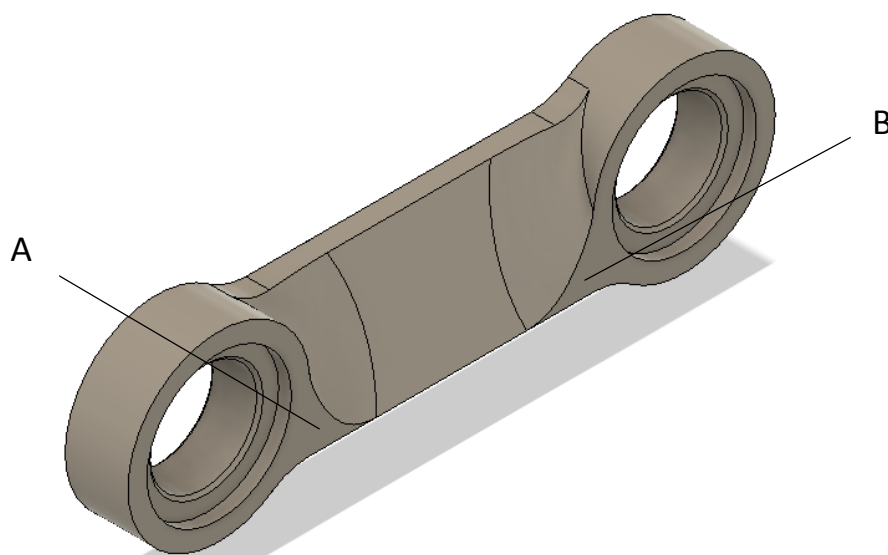


Рисунок 2.53 – Найкращий варіант шатуна з топологічної оптимізації

Виконавши вирізи дотримуючись всіх обмежень, які до цього були на деталі при топологічній оптимізації отримуємо нову форму шатуна див. рис. 2.54.

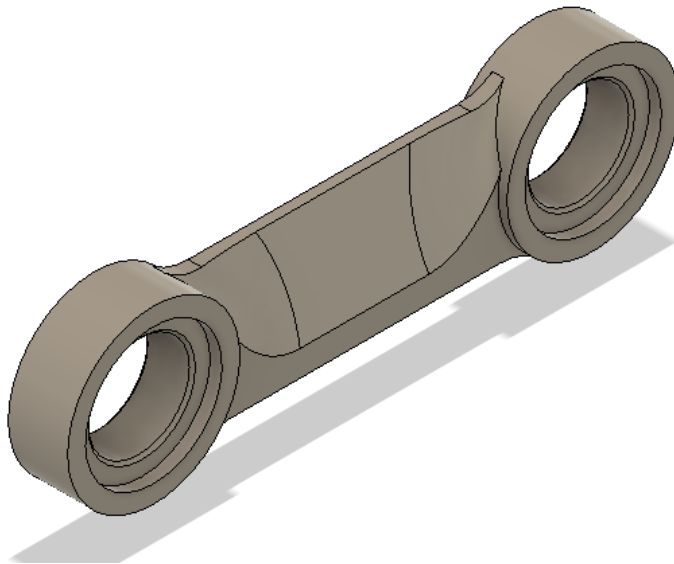


Рисунок 2.54 – Видозмінена форма шійки шатуна.

Після виконаних операцій вдалося зменшити масу шатуна до 86,18 г, що є найкращим показником за всі дослідження які проводились.

Виконаємо перевірку на міцність даної форми шатуна щоб переконатись, що даний шатун відповідає всім параметрам міцності

Максимальні напруження які були отриманні 1145 МПа, див. рис. 2.55, що практично рівні тим, що ми отримали при топологічній оптимізації в 85% від початкової маси деталі див. табл. 2.8.

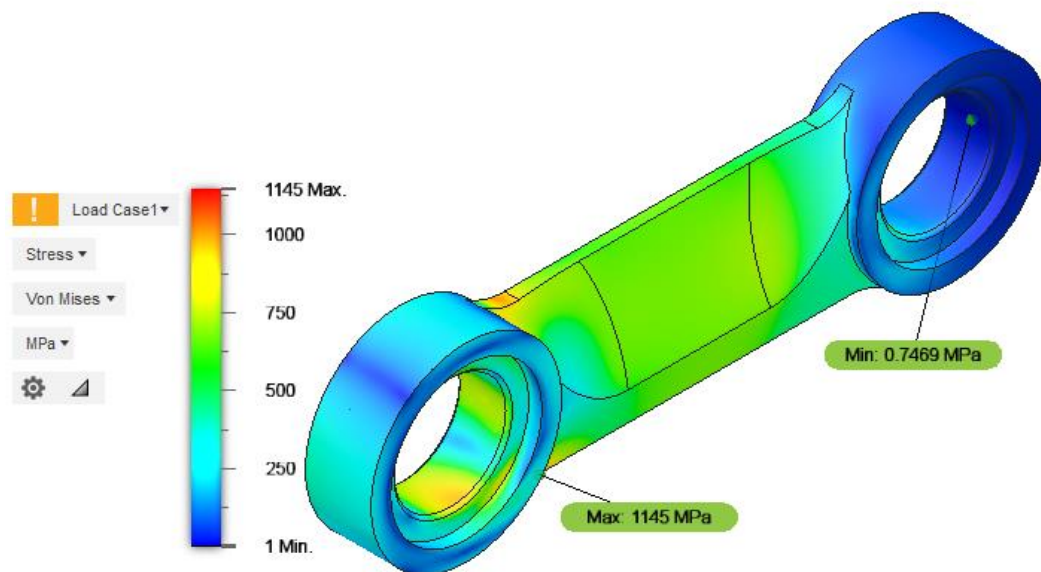


Рисунок 2.55 – Епюра напружень шатуна

Максимальні переміщення збільшилися за рахунок того що шийка шатуна стала досить тоншою в порівнянні з попередніми варіантами, що становить 0.234 мм див. рис. 2.56, але є не критичним.

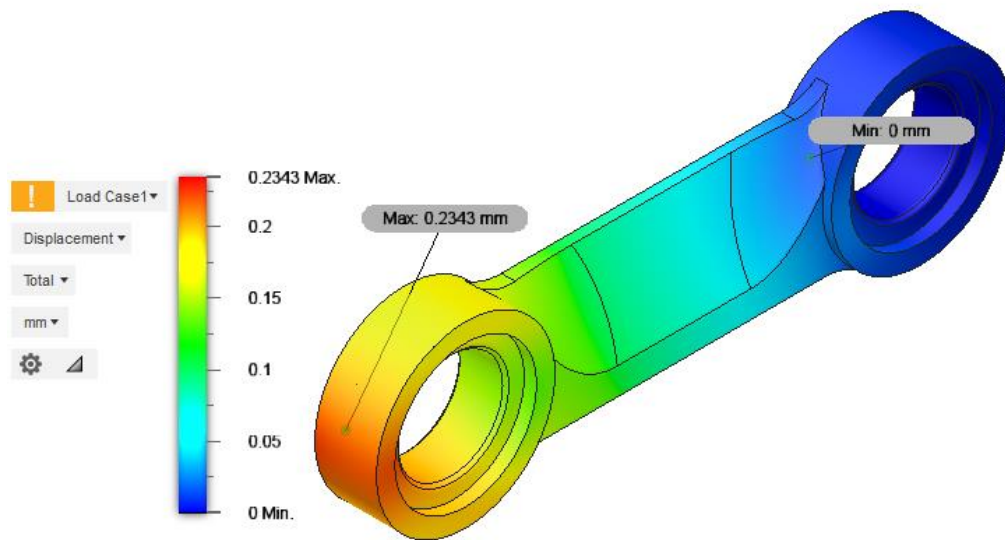


Рисунок 2.56 – Епюра переміщень шатуна

Мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 1.62 див. рис. 2.57, що є найбільш наближеним до мінімального з отриманих результатів з урахуванням маси деталі є найкращим.

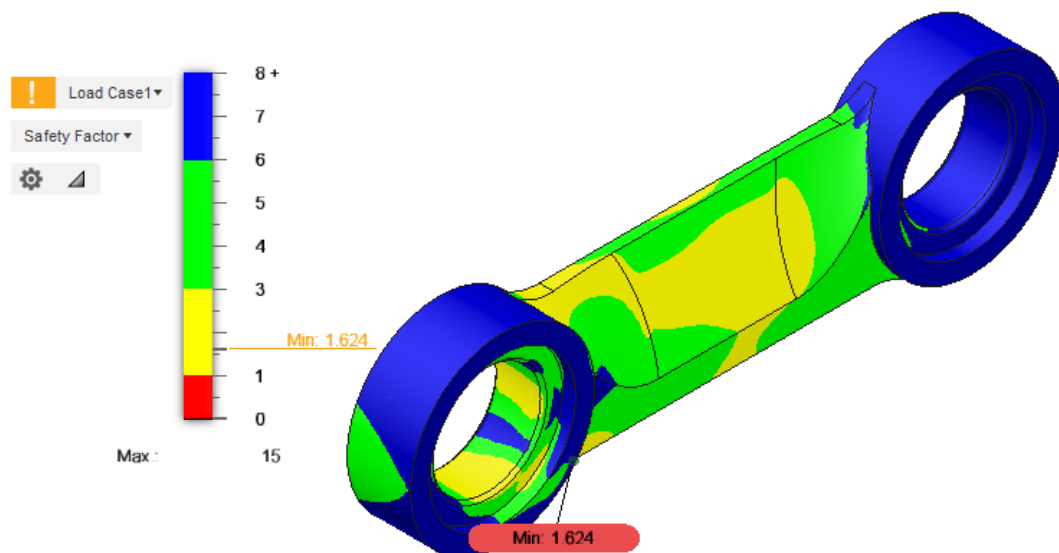


Рисунок 2.58 – Епюра коефіцієнту запасу міцності шатуна

Конструкція деталі наведена в додатку Б.

Висновки по розділу

Виконавши проектування різних варіантів форм шатунів, можна зробити висновки, що топологічна оптимізація значно спрощує моделювання за для максимального зменшення маси деталі.

Порівнюючи дослідження початкового варіанту шатуна, не типового варіанту шатуна та шатуна з використанням топологічної оптимізації Рис.259

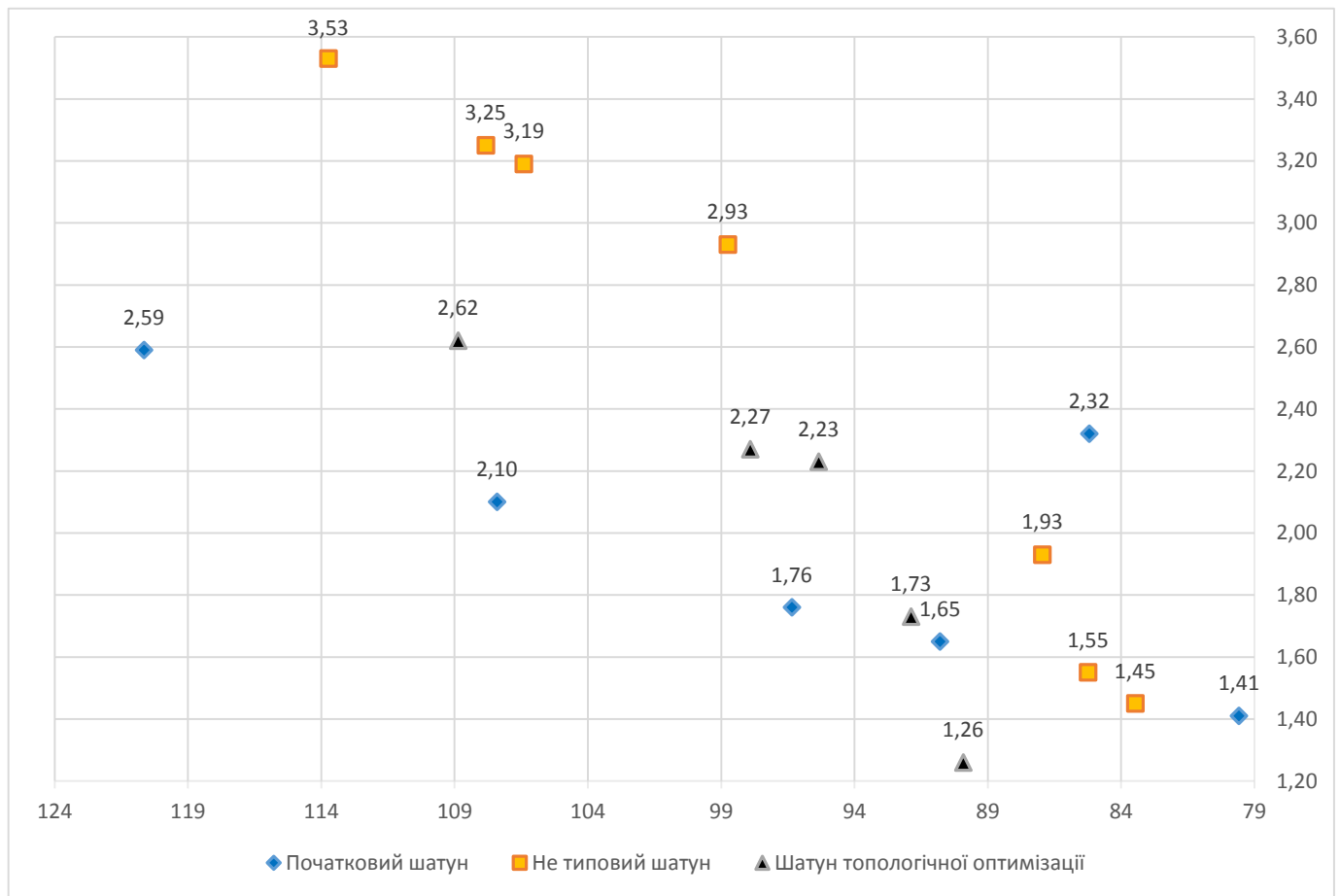


Рисунок 2.59 – Точкова діаграма коефіцієнту запасу при певних масах шатуна

З діаграми можна зробити висновок, що початковий варіант шатуна з коефіцієнтом запасу міцності 2,32 та масою в 85,19 г є найбільш вдалий за параметром маси, але беручи до уваги рис 2.60, та таблицю 2.1 Максимально допустимих параметрів міцності. Цей варіант не підходить по значенню максимальних переміщень

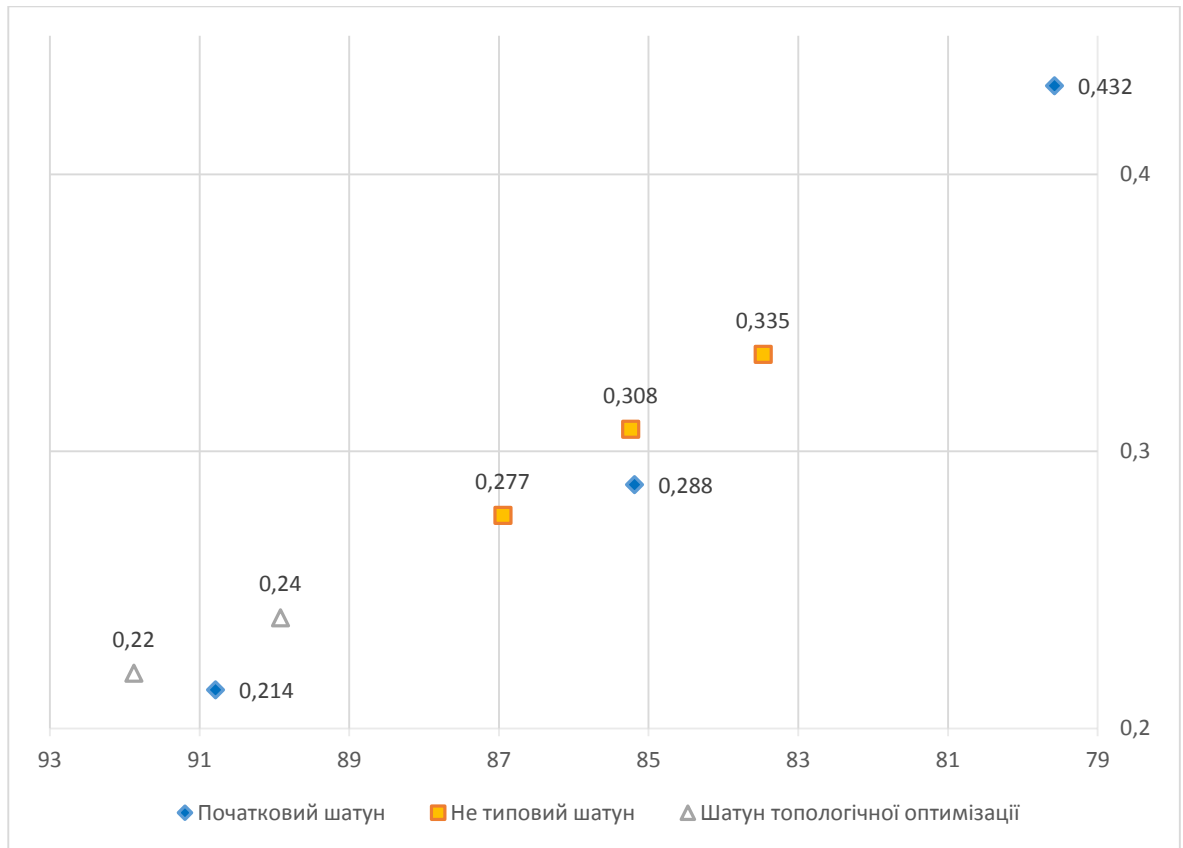


Рисунок 2.60 – Точкова діаграма Максимальних переміщень в деталі

Отже можна зробити висновок, що варіант шатуна з топологічної оптимізації має менші лінійні переміщення при навантаженні при невеликих різницях у вазі. А саме варіант топологічної оптимізації з 51% від початкової маси деталі що рівно 91,88 г табл.2. 2.6

Після доповнення вихідних даних для проектування шатуна, форма шатуна Рис.2.24 є не актуальною. Тому що виникає зіткнення шийки шатуна з поверхнями деталей: водило, вал зовнішній. вал середній Рис.2.28

Модель яка спроектована с виконанням доповнених вихідних параметрів мала високу масу, та була піддана топологічній оптимізації з результати якого зведені до одного графіку на Рис.2.61.

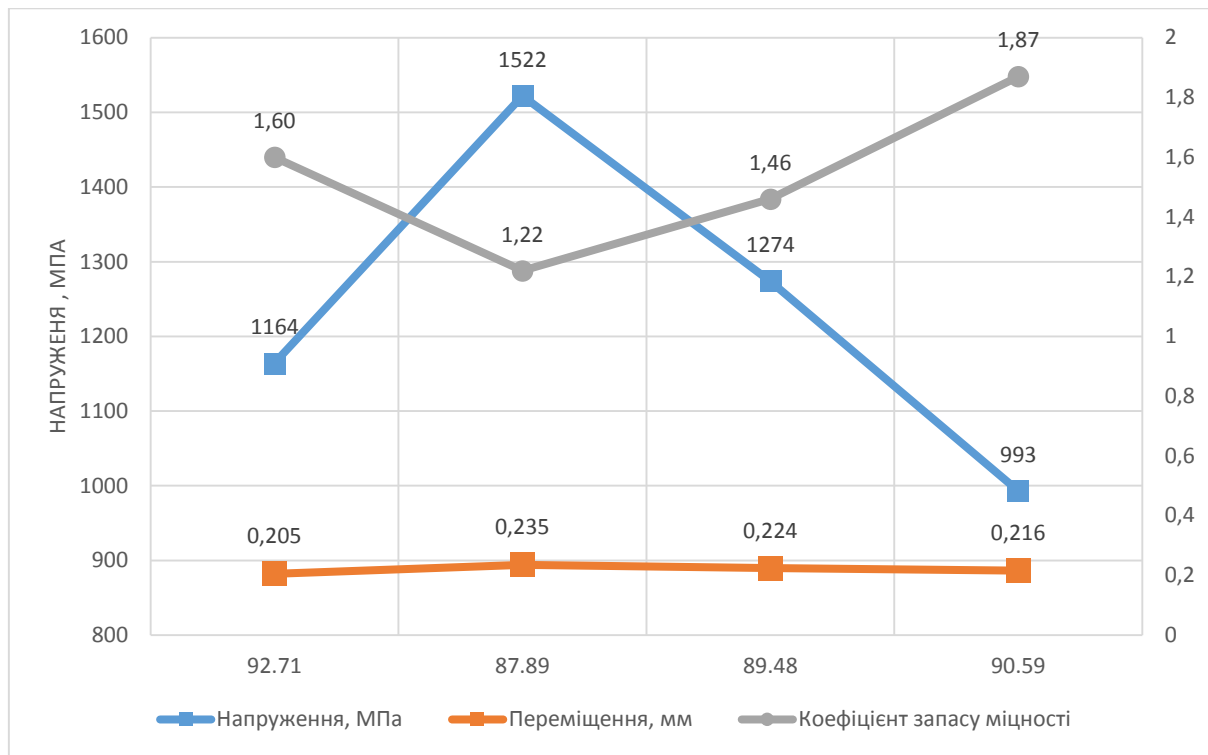


Рисунок 2.61 –Графік залежності параметрів міцності від маси деталі

Отримали модель шатуну з досить низькими напруженнями в порівнянні з попередніми дослідженнями з переміщеннями які відповідають максимально допустимим та мінімальною вагою, до того ж коефіцієнт запасу міцності та значення напружень дозволяють доопрацювати форму деталі та ще зменшити вагу деталі, що і було реалізовано та була отримана остаточно модель шатуна Рис.2.54.

РОЗДІЛ 3 Технологічне забезпечення та експериментальні дослідження конструкцій шатунів роторно-лопатевого двигуна

В даному розділі планується провести експерименти по випробуванню на міцність на розривній машині всіх запропонованих форм шатунів.

Дослідні зразки планується виготовити на 3D-принтері з одного матеріалу та з однаковими параметрами друку.

Проведені випробування дозволять зробити висновки про вірність міркувань щодо удосконалення конструкції шатуна.

3.1 Друк деталей на 3D-принтері

Кожна модель з описаних в розділі 2 була конвертована в STL формат та в програмному забезпеченні Repetier-host [10] були підготовленні до друку, згенеровано керуючу програму для принтеру мод. Makerbot Replicator+ [9], рис. 3.1, з характеристиками, зведеними до в табл. 3.1



Рисунок 3.1 Зображення 3D-принтеру Makerbot Replicator+

Таблиця 3.1 Основні параметри 3D-принтеру Makerbot Replicator+

Назва параметру	Значення
Технологія печати:	<i>FDM</i>
Виробнича потужність:	29,5 л x 19,5 Вт x 16 см ³
Товщина шару:	100-300 мкм
Діаметр філаменту	1,75 мм
Діаметр сопла:	0,4 мм

Назва параметру	Значення
Типи файлів 3D-моделей: Windows: .	stl, .obj, .thing, .sldprt, .sldasm, .ipt, .iam, .iges, .igs, .step, .stp.
Габаритні розміри принтеру:	61,6x52,4x57,9 см

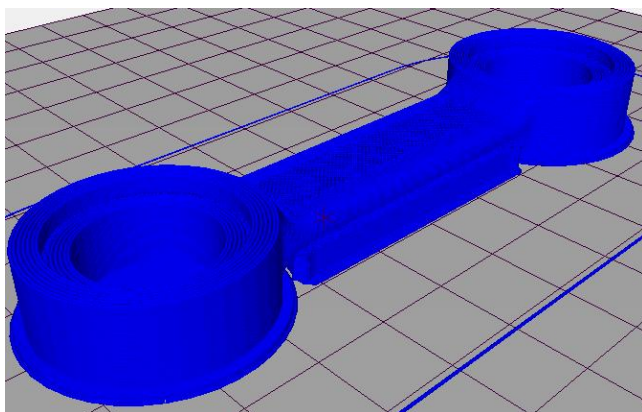
При виготовленні використовувався пластик PLA характеристики якого наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 Фізичні та механічні властивості матеріалу PLA

Параметр	Значення
Температура плавлення	173-178°C
Температура розмягчення	50°C
Твердість (по Роквеллу)	R70-R90
Відносне видовження	3,8%
Міцність на згин	55,3 МПа
Модуль пружності при розтягуванні	3,3 ГПа
Модуль пружності при згині	2,3 ГПа
Густина	1,23-1,25 г/см ³
Мінімальна товщина стінок	1,23-1,25 г/см ³
Точність друку	±0,1%
Розмір найменших деталей	0,3 мм.
Усадка при виготовленні немає	немає

Деталі які були надруковані на принтері зображені на рис. 3.3 – 3.8.

Порівнянні фактичної маси деталі та аналітичної маси деталі наведені в табл. 3.3



а)

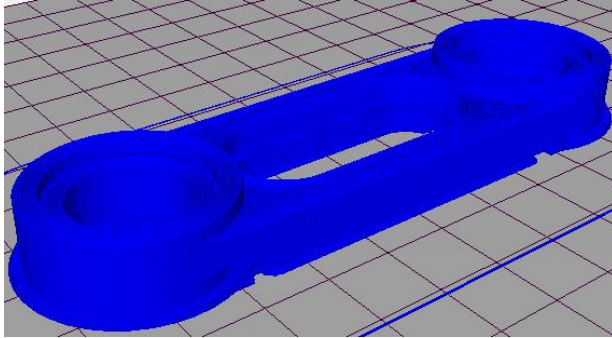


б)

Рисунок 3.2 Зображення моделі та деталі початкового шатуна

а) модель деталі в програмному забезпеченні; б) надрукована деталь

Макет деталі початкового шатуна друкувався з підтримками. Оскільки шийка шатуна не торкається столу. Без підтримок деталь була б надрукована не правильної форми. Також використання підтримок збільшують витрати матеріалів та час на виготовлення деталі.



а)

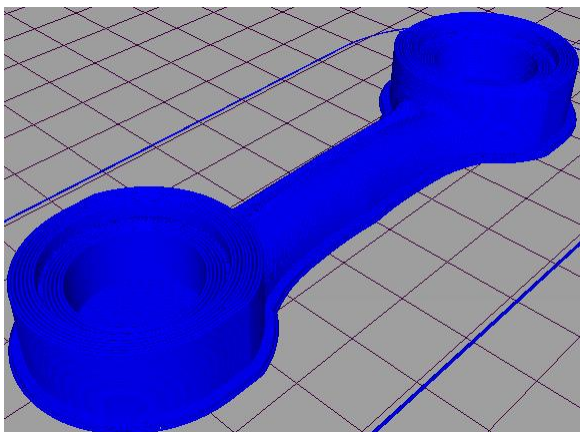


б)

Рисунок 3.3 Зображення моделі та деталі не типового шатуна

а) модель деталі в програмному забезпеченні; б) надрукована деталь

В макеті деталі також використовувалась велика кількість підтримок, що є не зовсім економічно, також це призводить до пост обробки деталі після друку. Витрачається час щоб видалити всі підтримки та сліди які вони залишили після себе на деталі.



а)



б)

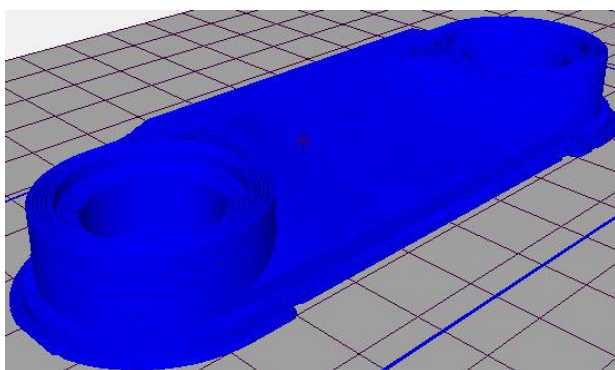
Рисунок 3.4 Зображення моделі та деталі топологічної оптимізації шатуна

а) модель деталі в програмному забезпеченні; б) надрукована деталь

Макет деталі з топологічною оптимізацією с точки зору простоти друку є найпростішою деталлю оскільки можна зпозиціонувати таким чином щоб мінімізувати кількість підтримок.

Таблиця 3.3 Порівняння маси різних варіантів деталі «Шатун»

№		Фактична вага, г	Розрахункова вага, г	S, мм ²
1	Початковий шатун	9,815	13.57	11043
2	Не типовий шатун	10.470	13.75	11182
3	Топологічна оптимізація шатуна	9.675	14.09	11460
4	Модель з врахуванням оновлених вихідних даних	12.595	16.359	13300
5	Остаточна модель шатуна	10.260	13.5	10980



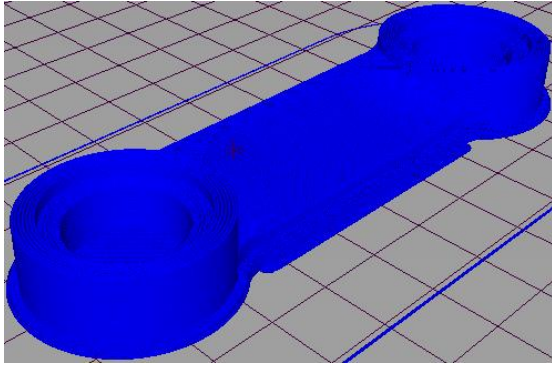
а)



б)

Рисунок 3.5 Зображення моделі та деталі шатуна з врахуванням вихідних даних: а) модель деталі в програмному забезпеченні; б) надрукована деталь

Дана деталь має складну геометричну форму, тому виготовлення її за допомогою адитивних технологій є доцільно, тому що досягнення таких криволінійних поверхонь, які має дана деталь достатньо складно, треба застосовувати верстати з числовим програмним управлінням або якщо враховувати в майбутньому масовість виготовлення матриці і пуансону для штампування або лиття даної деталі дуже затратно.



а)



б)

*Рисунок 3.6 Зображення моделі та деталі остаточної моделі шатуна
а) модель деталі в програмному забезпеченні; б) надрукована деталь*

Деталь має схожі недоліки в виготовленні її звичайними методами металообробки або пластичного деформування, але має простішу форму що дозволяє також виготовлення на верстатах з ЧПК.



Рисунок 3.7 Зображення всіх зразків деталей надрукованих на 3D-принтері

3.2 Експериментальна перевірка на розрив

Метою експерименту є порівняння розрахункових точок руйнування деталі, які були отримані в результаті аналітичних розрахунків другого розділу з результатами, які отримані в процесі експерименту.

Розривна машина мод. TIRA test 2300 та пристосування, які використані в експерименті зображені на рис. 3.8. Основні технічні характеристики машини розривної наведені в табл. 3.4.



а)



б)

Рис. 3.8 Обладнання та пристосування які використовувались в експерименті: а) машина випробувальна універсальна TIRA test 2300
б) пристосування для закріплення деталей

Таблиця 3.4 – Основні технічні характеристики
машини розривної TIRA test 2300

Назва параметру	Значення
Найбільша гранична навантаження	98 (10) кН (тс)
Межі відносної похибки при вимірюванні сили,	$\pm 1,0\%$
Максимальна швидкість переміщення рухомої траверси,	100 ± 2 мм / хв $14,5 \pm 0,29$ мм / хв
Висота робочого простору (без затискного пристосування внизу)	1050 мм

Назва параметру	Значення
Межі абсолютної похибки при вимірюванні переміщення рухомий траверси в діапазоні від 0 до 100 мм включно	$\pm 0,10$ мм
Межі відносної похибки при вимірюванні переміщення рухомої траверси в діапазоні від 100 до 1000 мм	$\pm 1,0$ %
Діапазон вимірювань деформації зразків (деталей) (вимірювальна головка T1 / 2000)	0-1,0 мм
Межі абсолютної похибки при вимірюванні деформації зразків(Деталей) (вимірювальна головка T1 / 2000)	0,010 мм
Габаритні розміри (висота \times ширина \times довжина), мм, не більше:	
- пристрій навантаження	900 \times 1160 \times 2190 мм
- пульт управління	1460 \times 725 \times 800 мм

Випробування проходили на випробувальній універсальній машині TIRA test 2300, див. рис 3.8 а [2]. Обладнання яке застосовувалось в процесі експерименту це дві сержки які використовувалися для кріплення деталі в установці.

Закріплення деталей виконувалося за тіло шатуна оскільки метою експерименту є дослідити різні форми шатуна та визначити найімовірніші точки руйнування при прикладенні навантаження на випробовувану деталь

3.3 Результати досліджень перевірки деталей на розрив

Початковий варіанту шатуна

Випробування першого зразку початкового варіанту шатуна показали схожі результатами дослідження, які отриманні в 2 розділі перевірки на розтяг даного шатуна.



Рисунок 3.9 Фото шатуна після випробувань
а) загальний вид шатуна б) місце руйнування

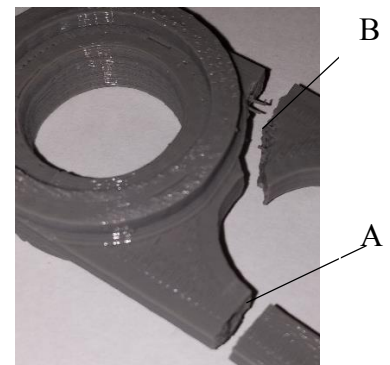
Руйнування шатуна пройшло в безпосередній близькості від концентраторів напружень точок А та В, див. рис.3.9 б) зусилля руйнування склало 1726 Н.

Не типовий варіант шатуна

Випробування на розтяг зразку не типового варіанту шатуна показали очікуванні результати , та максимально наближено до розрахункових рис 3.10



а)



б)

*Рисунок 3.10 Фото шатуна після випробувань
а) загальний вид шатуна б) місце руйнування*

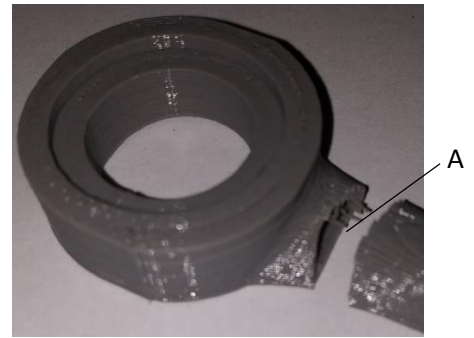
Першочергове руйнування шатуна відбулося в точці А, див. рис.3.10 б), після чого подальше зусилля яке діяло на шатун сконцентрувалося на одній з сторін шийки шатуна та вектор сили який був прикладений вже був не на одній осі з силою, яка опиралася, з'явився момент сили який привів до руйнування зі зміщенням ближче до точки В, де був остаточний розрив зразка. Максимальне зусилля руйнування склало 1380 Н

Шатун з використанням топологічної оптимізації

Результати випробувань форми шатуна з використанням топологічної оптимізації також достатньо співпадають з розрахунковими, див. рис.3.11.



а)



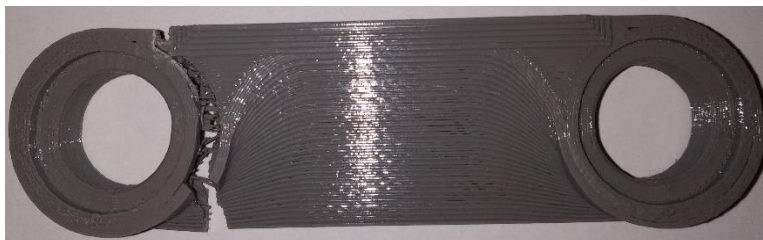
б)

*Рисунок 3.11 Фото шатуна після випробувань
а) загальний вид шатуна б) місце руйнування*

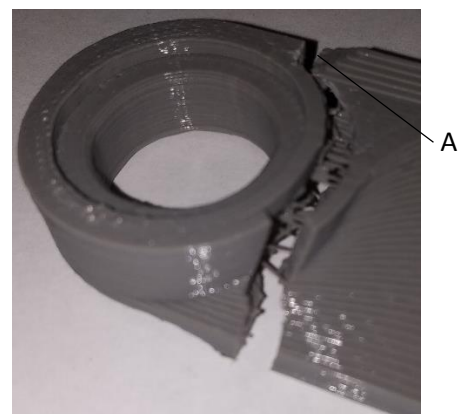
Руйнування шатуна відбулося по площині, яка проходить через точку А та є перерізом з найменшою площею поперечного січення шийки шатуна, що достатньо близько до концентратора напруження, який характеризується радіусом заокруглення між шийкою та тілом шатуну, яка зображено на рис 3.11, б). Зусилля руйнування склало 1364 Н.

Шатун з врахуванням оновлених вихідних даних

Випробування форми шатуна з оновленими вихідними даними показали результати, які мають деякі розбіжності з розрахунковими, див. рис. 3.12.



а)



б)

*Рисунок 3.12 Фото шатуна після випробувань
а) загальний вид шатуна б) місце руйнування*

Руйнування зразку почалось з концентратора напруження який знаходився в точці А, див. рис.3.12 б) після чого руйнування пройшло найменшим шляхом супротиву, при цьому зусилля руйнування становило 1849 Н

Остаточний варіант форми шатуна

Заключним випробуванням було випробування на розрив шатуна, варіант шатуна за основу якого взято попередня версія форми шатуна та застосована до нього топологічна оптимізація, див. рис 3.13, яка дала змогу суттєво зменшити вагу деталі без особливих розбіжностей в показниках міцності. Результати які були отриманні дещо відрізняються від розрахункових.



*Рисунок 3.13 Фото шатуна після випробувань
а) загальний вид шатуна б) місце руйнування*

Руйнування характерні тим, що ми спостерігали в попередньому випробуванні, руйнування починається з концентратора напруження, який знаходиться в точці А, див. рис.3.13, б) та йде шляхом найменшого спротиву. Зусилля руйнування при цьому становить 2069 Н

3.4 Порівняння результатів випробувань

Порівнюючи результати отримані при випробуваннях по максимальному зусиллю руйнування, які зведені до табл. 3.5. Можна зробити висновки, що випробування № 1 та №2, які мають найменші та близькі за значенням площі

поперечного перерізу при чому мають значні розбіжності в зусиллі руйнування та напруженнях.

Таблиця 3.5 Зведена таблиця зусилля руйнування

№	Назва шатуну	$F_{\text{розрахункова}}, \text{мм}^2$	$N_{\text{max}}, \text{Н}$	$\sigma, \text{МПа}$
1	Початковий шатун	58.90	1726	29.30
2	Не типовий шатун	61.20	1380	22,54
3	Оптимізований шатун	76.53	1364	17,82
4	Видозмінений шатун	94.36	1849	19,59
5	Остаточна версія шатуна	67.77	2069	30,52

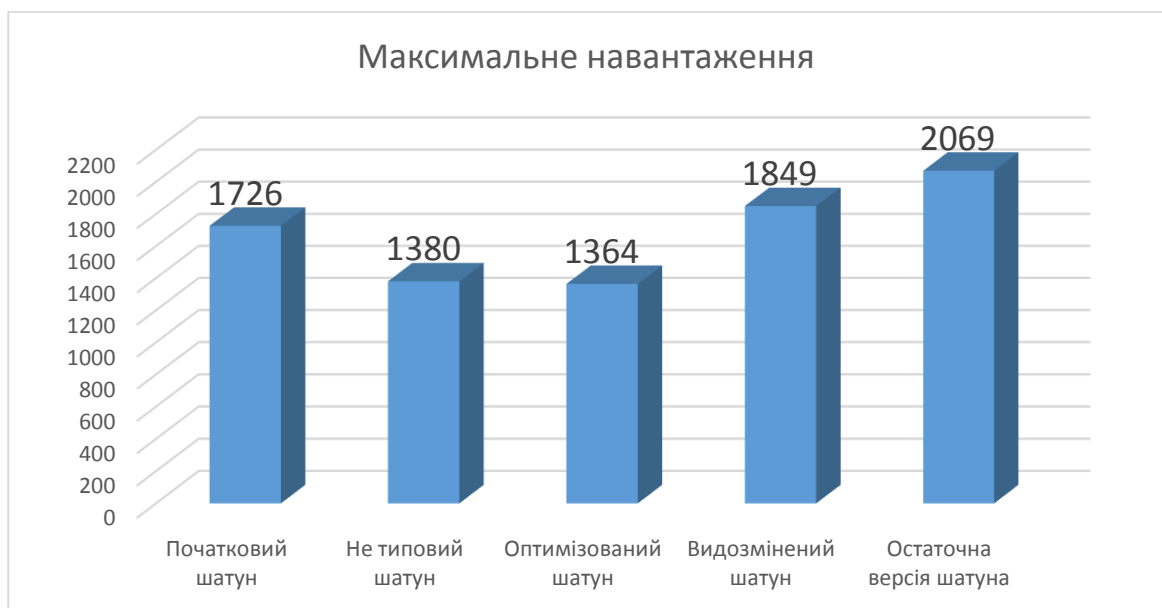


Рисунок 3.14 Порівняльна гістограма зусилля руйнування при випробовуванні

З гістограми, яка зображена на рис. 3.14, добре спостерігається, що зусилля руйнування остаточного варіанту шатуна суттєво більше в порівнянні з попередніми варіантами.

Порівняння, якимсь чином значень параметрів міцності отриманих в розділі 2 є не доцільним то му, що є фактори через які навіть відносне порівняння результатів отриманих значень є не доцільним. а от що стосується характеру руйнування, що було цілю даного випробування можна спостерігати схожі результати з моделюванням напруженого стану деталі, а саме точки концентратори напруження.

Порівнюючи випробовування №4 та №5, спираючись на те що мають схожу конструкцію. Але варіант №5 має суттєво більше зусилля руйнування маючи меншу площу поперечного перерізу шийки шатуна.

Порівнюючи початковий варіант шатуна з іншими можна зробити висновки, що в даному випадку він має кращі характеристики міцності ніж більшість варіантів, які проходили випробування крім варіанту №5 який має більші зусилля руйнування, та перераховуючи значення напруження, яке було при руйнування.

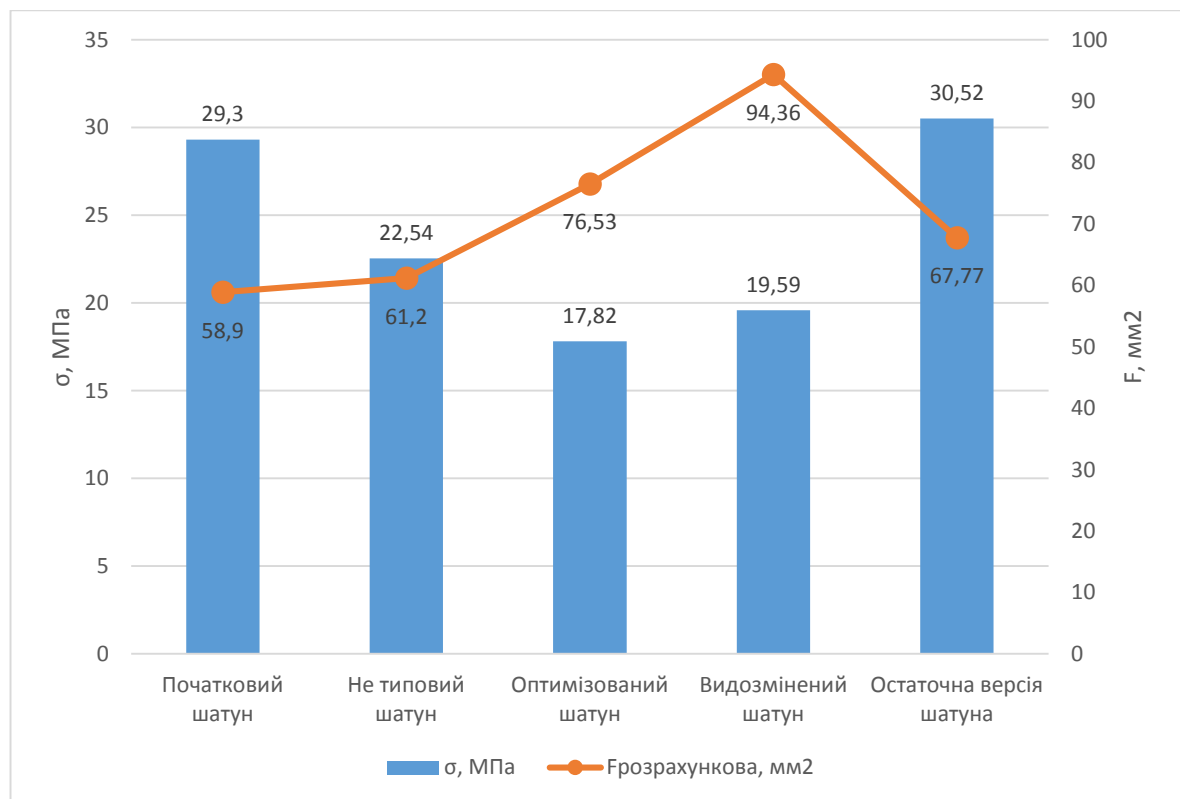


Рисунок 3.15 Комбінована діаграма порівняння площі поперечного перерізу руйнування та напруження руйнування.



Рисунок 3.16 Зразки деталей всіх варіантів шатунів після випробувань

Шатун який має найкращі показники міцності за результатами випробувань це шатун №5 який є остаточним варіантом в аналітичному розрахунку та проектування шатуна на міцність

Провівши дані випробування зразків, зробивши висновки по характеру руйнування зразків та порівнявши максимальні зусилля та напруження, які були отримані та розраховані в процесі випробування. Можна зробити висновки що даний метод перевірки та випробувань деталей на міцність є досить показовим навіть не беручи до уваги те що використовувались абсолютно інші матеріали деталей та метод їх виготовлення. Також важливу роль відіграє кількість випробувань зразка одного типу, щоб отримати, якісь усередненні значення та мінімізувати похибку факторів, які можуть впливати на випробування.

3.5 Виготовлення макету шатуна з металу

Виготовлення пробних деталей (макетів) з доступних матеріалів практикується в багатьох сферах машинобудування за для визначення технологічності деталей, можливості виготовлення її звичайними доступними методами механічної обробки, щоб уникнути необхідності застосування більш складних технологій штампування, лиття тощо. Де необхідні великі затрати по ресурсам та затрат по часу що не доцільно застосовувати в випадку декількох деталей.

Деталь виготовляється з цільного шматка алюмінію відрізаного в розмір, який враховує припуск на обробку та можливість кріплення деталі (технологічний хвостовик) рис.3.17 Дана схема доцільна для виготовлення одиничних деталей. Оскільки є достатньо велика частка заготовки переводиться в стружку.

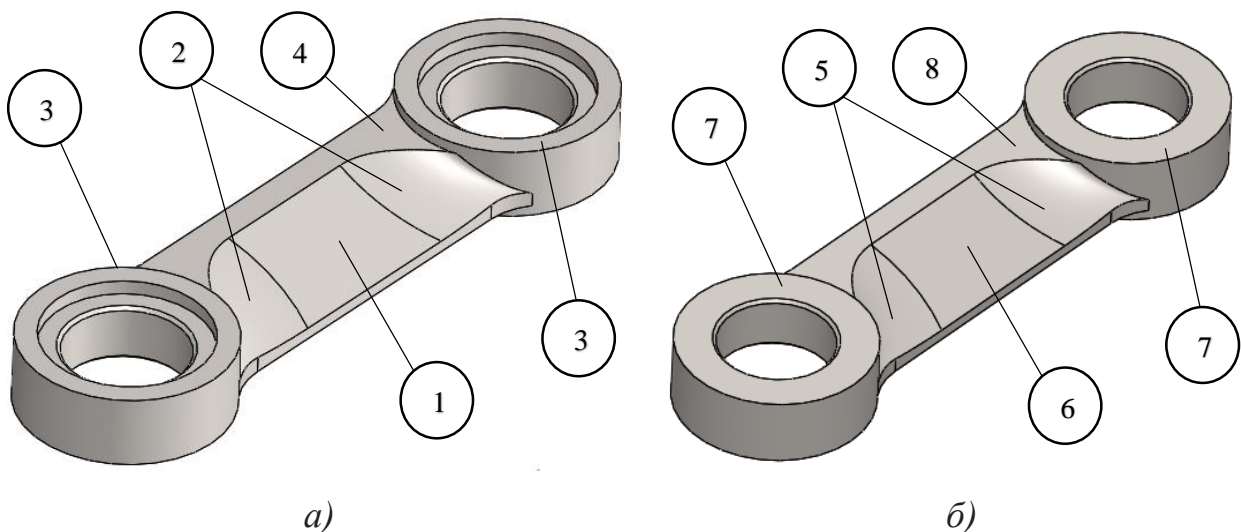


Рисунок 3.17 Позначення поверхонь для технологічного процесу

Технологічний процес виготовлення деталі наведений в таблиці 3.6

Таблиця 3.6 Технологічний процес виготовлення деталі Шатун

№ Назва операції та зміст	Технологічна база	Обладнання та верстатний пристрій
005 Фрезерна з ЧПК 1. Фрезерувати радіуси та похилу поверхню витримуючи розміри згідно 3D-моделі (1,2) з припуском 0,1 мм. 2. Фрезерувати дві площини (3) витримуючи розміри 11h10 Фрезерувати 2 отвори Ø16,9 H8 на прохід та 2 отвори Ø22H14 з з підрізанням торцю в розмір 1,8H12, витримуючи розмір 74 ±IT12/2 3. Фрезерувати 2 отвори Ø23H12 з підрізанням торцю в розмір 2H12, витримуючи розмір 74 ±IT12/2 4. Фрезерувати 2 отвори Ø17P6 на прохід, витримуючи розмір 74 ±IT12/2 5. Фрезерувати площину (4) витримуючи розміри 1,5h12 6. Фрезерувати радіуси та похилу поверхню витримуючи розміри згідно 3D-моделі (1,2) 7. Фрезерувати дві фаски	Площини 105x29 та 29x15 схема кріплення рис 3.17	Вертикально-фрезерний верстат з ЧПК Optimum BF-30 Vario Лещата машинні
010 Фрезерна з ЧПК 1. Фрезерувати радіуси та похилу поверхню витримуючи розміри згідно 3D-моделі (5,6) з припуском 0,1 мм. 2. Фрезерувати дві площини(7) витримуючи розміри 10h10 3. Фрезерувати площину (8) витримуючи розміри 1,5h12 4. Фрезерувати радіуси та похилу поверхню витримуючи розміри згідно 3D-моделі (5,6)	Ø29 та площина 103x29	Вертикально-фрезерний верстат з ЧПК Optimum BF-30 Vario Лещата машинні

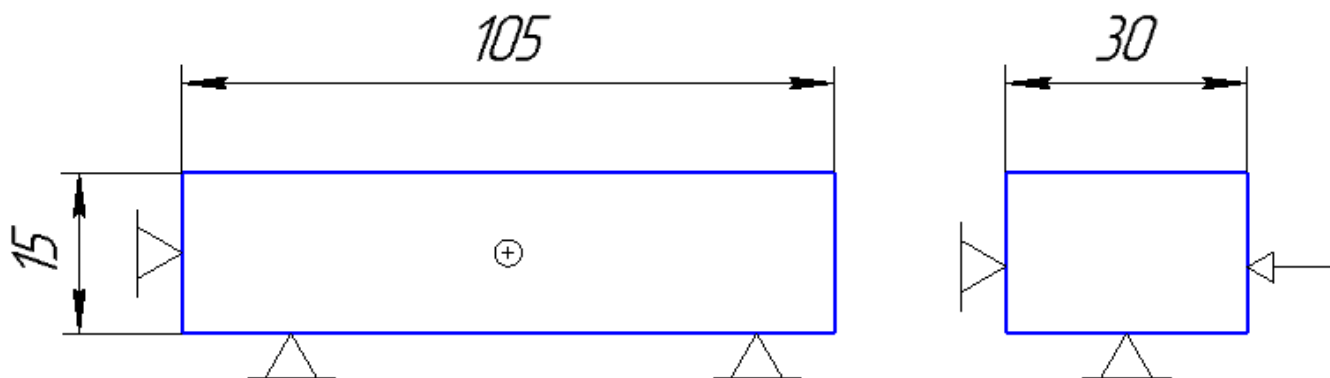


Рисунок 3.18 Схема базування та кріплення деталі на операції 005 Фрезерна з ЧПК

Після виконання операції 005 Фрезерна з ЧПК заготовка має вид зображений на рис.3.19



Рисунок 3.19 Вид заготовки після операції 005 Фрезерна з ЧПК

Наступною операцією при виготовленні деталі, це обробка іншої похилої площини шатуна та обробка площин шатуна. Схему закріплення, яка приведена на рис.3.18 доцільно використовувати при виготовленні макету деталі, але не доцільно використовувати, при виготовленні серії таких деталей через те, що збільшується час на базування деталі та можливі складності та не симетричність площин при виготовленні.

Після виконання операції 010 Фрезерна з ЧПК деталь має оброблені всі поверхні та має повністю готовою деталлю яка відповідає всім параметрам які задані на кресленики додаток а)зображений на рис.3.19

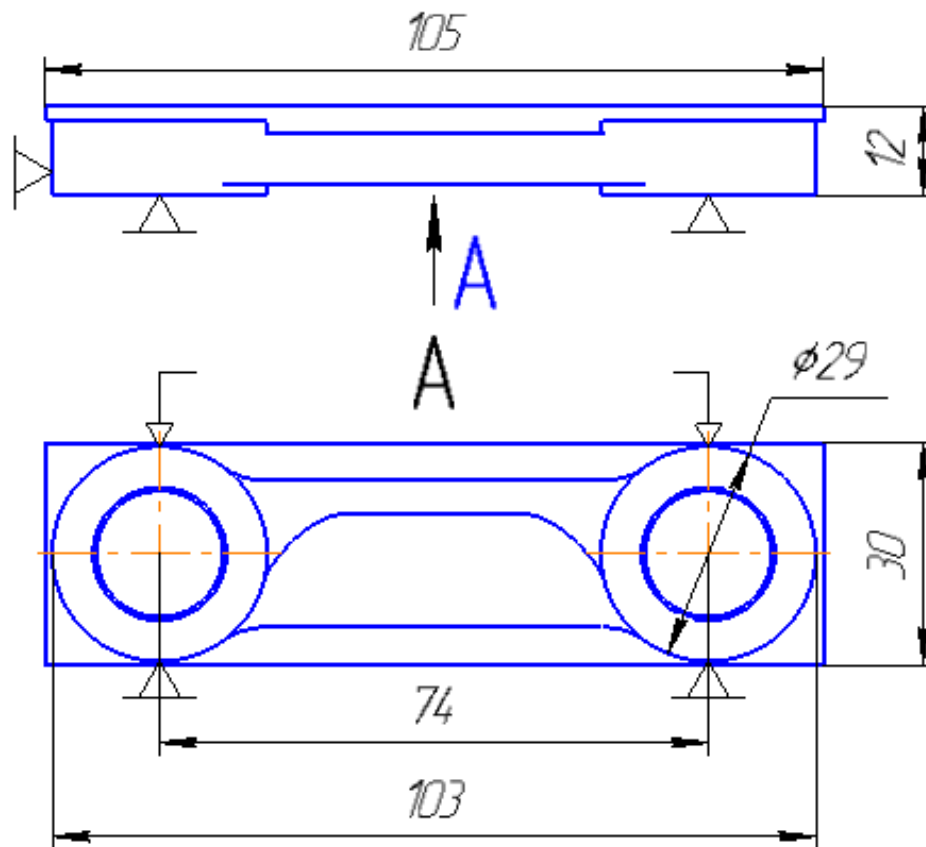


Рисунок 3.20 Схема базування та кріплення деталі на операції 005 Фрезерна з ЧПК



Рисунок 3.21 Вид готової деталі

Для виготовлення деталі був підібраний ріжучий інструмент з необхідними геометричними параметрами та групою різання «Алюміній та Алюмінієві

сплави». Інструменти даної групи мають кути загострення ріжучих кромek для алюмінієвих(м'яких) сплавів, що суттєво відрізняється від загострення фрез для чорного металу.

Таблиця 3.7 Вибір інструменту для виготовлення деталі «Шатун»

№ Переходу	Назва інструменту	Основні розміри		
		D,мм	L,мм	L _{роб} ,мм
005 Фрезерна з ЧПК				
1	Фреза кінцева DМАН405006FL	5	55	12
2				
3				
4				
5				
6				
7	Фреза кінцева радіусна DМАН05006 ВА/60	5	60	10
8	Фреза для зняття фасок 45°	6	60	8
010 Фрезерна з ЧПК				
1	Фреза кінцева DМАН405006FL	5	60	10
2				
3				
4	Фреза кінцева радіусна DМАН05006 ВА/60	5	55	12

Вимірювальні інструменти які використовувались при виготовленні даної деталі:

-Штангенциркуль ШЦ-I-150-0,05 ДСТУ ГОСТ 166:2009 [3]

Вимірювання лінійних розмірів деталі

- Мікрометр МК 0-25 ГОСТ 6507-90

Для вимірювання товщини шатуна

- Нутромір НН18 ГОСТ 9244-85[5]

Для вимірювання отворів

Режими різання вибрані та скоректовані відносно верстату для матеріалу Алюміній марки Д16Т табл 3.8

Таблиця 3.8 Режими різання для ріжучого інструменту

№ Переходу	Назва інструменту	Режими різання					
		t _{max} ,ММ	B _{max} ,ММ	n, хВ ⁻¹	S _{роб} , ММ/ХВ	S _{вріз} , ММ/ХВ	S _{вих} , ММ/ХВ
005 Фрезерна з ЧПК							
1	Фреза кінцева DМАН405006FL	1,5	4	2800	400	150	200
2							
3							
4							
5							
6							
7	Фреза кінцева радіусна DМАН05006 ВА/60	0.1	0.1	2800	300	150	200
8	Фреза для зняття фасок 45°	0.5	0.5	2800	50	30	50
010 Фрезерна з ЧПК							
1	Фреза кінцева DМАН405006FL	1,5	4	2800	400	150	200
2							
3							
4	Фреза кінцева радіусна DМАН05006 ВА/60	0.1	0.1	2800	300	150	200

Висновки до розділу

Виконуючи такого роду випробування, які були приведені в розділі можна виконувати не великі перевірки аналітичних розрахунків з невеликими затратами ресурсів, та зробити необхідні зміни в конструкції деталі щоб провести випробування, також можна змінити конструкцію деталі, якщо необхідно дослідити певну частину деталі, наприклад шийки шатуна , можна було не друкувати отвори для пальців а надрукувати суцільну частину для зручного кріплення деталей в розривній машині.

Але для більш точних результатів необхідно проводити декілька однакових випробувань для усереднення отриманих значень в яких вплив факторів, які можуть вплинути на результати мінімізований.

Виготовлення макетів деталей та зразків готових виробів широко застосовуються у світі. За допомогою виготовлення макетів можна перевіряти параметри працездатності механізмів, їх рух та інші параметрів.

Також виготовлення макетів застосовується в різних Startup проекта для залучення інвестиції, та демонстрації макетів виробів наглядніше показує готовність проекту та показує потенційним інвестором ступеню готовності проекту. Та впевненість розробників у проекті.

РОЗДІЛ 4. STARTUP-ПРОЕКТ

Таблиця 4.1 Опис ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Розробка роторно-лопатевого двигуна та інтеграція генераторної схеми застосування	1. Авіаційний двигун	Високий показник питомої потужності, менша кількість деталей, компактність
	2. Гібридна генераторна установка (авіація)	Можливість заміни важкого двигуна внутрішнього згорання на додаткові літій-іонні батареї, компактність, менша кількість деталей
	3. Гібридна генераторна установка (автомобілебудування)	Можливість заміни важкого двигуна внутрішнього згорання на додаткові літій-іонні батареї
	4. Генераторні установки стаціонарного типу	Економічність, альтернативні види палива

Таблиця 4.2 Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

№ п/п	Техніко економічні характеристики ідеї	Потенційні конкуренти				W (слабкі сторони)	N (нейтральні сторони)	S (сильні сторони)
		Rotary Motors	Rotax 915 IS/ISC	The Higgs Diesel	ДжиаР			
1	Вага, кг	40	84	47	95			+
2	Потужність, к.с.	150	135	120	140			+
3	Габарити, мм	400x500	400x550	520x600	650x900			+
4	Максимальні оберти, хв ⁻¹	6500	5800	5000	6000		+	
5	Витрати палива г/кВт год	300	310	400	380		+	
6	Питома потужність, к.с/кг	3,75	1,6	2,55	1,47			+

продовження табл. 4.2

№ п/п	Техніко економічні характеристики ідеї	Потенційні конкуренти				W (слабкі сторони)	N (нейтральні сторони)	S (сильні сторони)
		Rotary Motors	Rotax 915 IS/ISC	The Higgs Diesel	ДжиаР			
7	Кількість деталей ,шт							+
8	Об'єм ,л	1,4	1,35	1,5	1,4		+	
9	Кількість робочих об'ємів ,шт.	8	4	4	4			+
10	Ресурс ,год	2000	2000	1600	1500		+	
11	Ціна,\$	700	1500	1350	1400			+

Таблиця 4.3 Технологічна здійсненність ідеї проекту

№ п/п	Ідея проекту	Технологія реалізації	Об'єкт технології	Наявність технології	Доступність технології
-	-	Формовочні процеси			
1	Виготовлення деталей нескладної форми	- Лиття в піщано глинясті форми	Корпуси допоміжних вузлів	+	-
2	Виготовлення деталей складної форми	- Лиття під тиском	Корпуси робочих поверхонь, корпус редуктора	+	-
-	-	Механічна обробка			
3	Обробка тіл обертання	Токарна обробка з ЧПК	Вали кінематичного механізму, вісі, шестерні	+	+
4	Попередня обробка плоских та складних поверхонь	Фрезерна обробка з ЧПК	Спряжені поверхоні корпусних деталей, ротори, балансувальні елементи	+	+
5	Виготовлення зубчастих коліс та шестерень	Зубооброблення	Водило, опорна шестерня, шестерні синхронізуючого	+	-

№ п/п	Ідея проекту	Технологія реалізації	Об'єкт технології	Наявність технології	Доступність технології
			механізму, шестерні редуктора		
6	Фінішні обробки фланцевих поверхонь, та поверхонь тертя кінематичного механізму	Плоско шліфувальна	Корпусні деталі, води́ло, шатуни	+	+
7	Фінішна обробка тіл обертання	Кругло- шліфувальна	Вали, розтискна втулка	+	+
8	Фінішна обробка зубчатих поверхонь	Зубо- шліфувальна	Води́ло, опорна шестерня, шестерні синхронізу́ючого механізму	+	-
9	Фінішна обробка робочої порожнини двигуна	Хонінгування	Корпусні деталі	+	+
-	-	Хіміко-термічна обробка			
10	Покриття робочої поверхні двигуна	- Мікро дугове оксидування	Корпусні деталі	+	+
11	Підвищення твердості та зниження коефіцієнту тертя робочих поверхонь	- Цементация	Води́ло, опорна шестерня, шестерні редуктора	+	+
12	Підвищення твердості поверхневого шару контактних поверхонь	- Азотування	Вали кінематичного механізму, шестерні	+	+
13	Утворення зносо́стійкого шару робочої поверхні двигуна	- Хромування	Корпусні деталі	+	-
14	Підготовча операція для азотування, зменшення коефіцієнту тертя робочих поверхонь, та підвищення мікротвердості	- МАО	Шестерні, вали кінематичного механізму, вісі	+	+
15	Підвищення міцності та твердості деталей кінематичного механізму	- Гартування та відпуск	Вали кінематичного механізму, шестерні	+	+

*Таблиця 4.4 Попередня характеристика
потенційного ринку startup-проекту*

№ п/п	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців	8
2	Загальний обсяг продаж грн/ум. од.	605
3	Динаміка ринку	Зростає
4	Наявність обмежень для входу	
5	Специфічні вимоги до стандартизації та специфікації	Авіаційне правило 17, Екологічна сертифікація ДВЗ
6	Середня норма рентабельності в галузі, %	7,4-11,6

Таблиця 4.5 Характеристика потенційних клієнтів startup -проекту

№ п/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія	Відмінність у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1	Компактність	Виробники приватних гвинтових літаків	Насторожливість з приводу новизни продукту,	Надійність, економічність. Швидке реагування на виникаючі загрози.
2	Висока питома потужність	Виробники приватних гвинтових літаків, безпілотні розвідувальні апарати, автомобілі. Підприємства модернізацій транспортних засобів	Надійність та стабільність роботи	-//-
3	Економічність	-//-	Пошуки вигідного продукту	-//-
4	Альтернативність палива	Безпілотні літаючі апарати, підприємства- користувачі генераторів	Норми екологічності	-//-

Таблиця 4.6 Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Пошуки інвестицій	Насторожливість інвесторів з приводу новизни типу двигуна	Точне висвітлення ризиків та способів їх усунення
2	Впровадження серійного виробництва	Складнощі у відношенні час/вартість	Співпраця з підприємствами, які надають послуги виготовлення
3	Бюрократія	Проходження стандартизації та сертифікації виробу	Передбачення та усунення усіх можливих негаразд
4	Плагіат	Копіювання та швидке виготовлення продукту в східній частині континенту	Судові розбірки та накладення санкцій, на підставі патентів, ноу хау, ліцензій

Таблиця 4.7 Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Демонстрація роботи двигуна на кінцевому продукті	Модернізація автомобіля чи літака з використанням розробки	Співпраця із зацікавленими компаніями
2	Створення власної лабораторії	Власне дослідження та обробка експериментальних даних	Оптимізація конструкції та режимів роботи нових моделей
3	Залучення науково-дослідних інститутів	Дослідження та обробка експериментальних даних для оптимізації режимів роботи та безпеки. Тестування новітніх методів та технологій	Участь у наукових конференціях, та виставках отримання нового партнерства Патентування новітніх розробок.

Таблиця 4.8 Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Тип конкуренції: Чиста	Можливість захвату ринку за рахунок нового типу двигуна	Оперування аргументами новітності розробки та можливості просування в сторону покращення продукту.
2. За рівнем конкурентної боротьби: Міжнаціональний	Конкуренти в різних країнах світу	Швидке захоплення ринку на національному рівні, можливість заявити про себе.
3. За галузевою ознакою: Міжгалузева	Використання виробу в різних галузях: автомобілебудування, авіабудування	Можливість вибору найсприятливішого розвитку подій
4. Конкуренція за видами товарів: Товаро-родова	Можливість задоволення різних потреб споживачів	Використання позитивних якостей продукту у вигляді приманки для споживачів
5. За характером конкурентних переваг: Нецінова	Кращі техніко-економічні показники	Висвітлити свої переваги

Таблиця 4.9 Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

Складові аналізу	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Клієнти	Товари-замінники
	Підприємства виробники двигунів внутрішнього згорання: Rotax	Підприємства, що займаються розробкою та виготовленням електромобілів: Tesla motors	Зменшення ціни виробу, строки постачання	Прогресивне виготовлення електромобілів та їхнє часткове захоплення ринку
Висновки:	Нарощування виробництва та підґрунтя для удосконалення	Потенційні конкуренти мають присутність на ринку, але не є прямими через низьку питому енергоефективність	Проведення робіт по зменшенню собівартості, заміна дорогих технологій	Неможливість конкурувати в екологічності даного виду транспорту.

Таблиця 4.10 Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор порівняння конкурентних проектів значущим)
1	Компактність	Можливість використання високої потужності на малих транспортних засобах
2	Висока питома потужність	За рахунок синергії процесу горіння Отто та обертання робочих камер
3	Економічність	Низька собівартість продукту у порівнянні із конкурентами, за рахунок меншої кількості деталей. Кращий процес горіння палива.
4	Альтернативність палива	Можливість використання альтернативних, здешевлених, а також екологічно чистіших видів палива.

Таблиця 4.11 Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін проекту «Роторно лопатевий двигун»

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Бали (1-20)	Рейтинг товару «Rotax»						
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
1	Компактність	5			+				
2	Висока питома потужність	18	+						
3	Економічність	9				+			
4	Альтернативність палива	19	+						

Таблиця 4.12 . SWOT- аналіз startup -проекту

Сильні сторони: Компактність, висока питома потужність, економічність, альтернативність палива	Слабкі сторони: Тепловідвід, Застосування дорогих важкооброблюваних матеріалів
Можливості: Демонстрація роботи двигуна на кінцевому продукті, створення власної лабораторії, залучення науково-дослідних інститутів	Загрози: Пошуки інвестицій, Впровадження серійного виробництва, Бюрократія, Плагіат

Таблиця 4.13 Альтернативи ринкового впровадження startup -проекту

№ п/п	Альтернатива(орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів, %	Строки реалізації, місяців
1.	Авіаційний двигун	50	12
2.	Гібридна генераторна установка (авіація)	50	17
3.	Гібридна генераторна установка (автомобілебудування)	30	13
4.	Генераторні установки стаціонарного типу	28	12
5.	Модернізація транспортного засобу з заміною існуючого агрегату	35	14

Примітка: Жирним шрифтом виділено обраний варіант

Таблиця 4.14 Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт, %	Орієнтований попит в межах цільової групи, шт/рік	Інтенсивність конкуренції в сегменті, %	Простота входу у сегмент, %
1	Підприємства виробники літальних апаратів	80	300	60	75
2	Підприємства виробники наземних транспортних засобів	60	1000	65	40
3	Бажаючі модернізувати транспортні засоби	40	100	15	65
4	Користувачі стаціонарних генераторних установ на постійній основі	30	200	55	45

Примітка: Жирним шрифтом виділено обраний варіант

Таблиця 4.15 Визначення базової стратегії розвитку

№ п/п	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкуренто спроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку*
1	Авіаційний двигун	Ексклюзивний розподіл	Компактність, Висока питома потужність, Економічність	Стратегія диференціації

Таблиця 4.16 Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів або забирати існуючих конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента і які?	Стратегія конкурентної поведінки*
1	Ні	Так	Ні	Стратегія виклику лідера

Таблиця 4.17 Визначення стратегії позиціонування


№ п/п	Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту
1	Високий ресурс	Стратегія диференціації	-	-
2	Надійність		+	+
3	Економічність		+	+/-
4	Альтернативність палива		+	+
5	Високий показник питомої потужності		+	+

Таблиця 4.18 Визначення ключових переваг

концепції потенційного товару

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1	Високий ресурс	Час гарантійної роботи двигуна	Збільшений ресурс за рахунок застосування удосконалених технологій виготовлення двигуна
2	Надійність	Зменшення кількості полом та необхідності технічного обслуговування	Використання високоміцних матеріалів
3	Економічність	Зменшення використання палива	Використання синергічної складової двигуна
4	Альтернативність палива	Можливість використання різних видів палива	Використання особливих методів фізико-хімічного оброблення робочих поверхонь двигуна та можливість регулювання ступеню стискання
5	Високий показник питомої потужності	Можливість в подальшому створювати нові транспортні та літальні засоби. Різниця маси використовувати для джерел живлення.	Використання синергічної складової двигуна та застосування матеріалів аерокосмічної промисловості

Таблиця 4.19 Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	Сутність та складові		
1. Товар за задумом	Легкий, економічний та потужний двигун внутрішнього згорання с можливістю використання альтернативних видів палива.		
2. Товар у реальному виконанні	Властивості характеристики	В/нВ	Вр/Тх/Тл/Е/Ор
	1.Високий ресурс	нВ	Тх
	2.Надійність	В	Тх
	3.Економічність	В	Вр
	4.Альтернативні види палива	В	Вр
	5. Питома потужність	В	Тх
	Якість: Авіаційне правило 17, Європейський стандарт екологічності		
Пакування: ГОСТ 23170-78			
Марка: Роторно лопатевий двигун внутрішнього згорання «Rotary Motors»			
<div><div>ROTARY MOTORS</div></div>			
3. Товар із підкріпленням	До продажу: Високий рівень якості, Сертифікація та стандартизація, Паспорт двигуна		
	Після продажу: гарантійний ремонт, гарантія повернення грошей і обміну товар		
За рахунок чого потенційний товар буде захищено від підроблення: Патенти, Ноу хау. Ліцензії			

Таблиця 4.20 Визначення меж встановлення цін

№ п/п	Рівень цін на товари замітники	Рівень цін на товари аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар
1	1000	600	-	600-1000

Таблиця 4.21 Формування системи збуту

№ п/п	Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
1	Поступовий	Продаж, супроводження, консультування та заклучення договорів з клієнтами	Канал нульового рівня	Власна система збуту

Таблиця 4.22 Концепція маркетингових комунікацій

№ п/п	Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються клієнти	Ключові позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
1	Примхливі до деталей, та високі вимоги до технічних характеристик та надійності двигуна.	Веб-сторінка компанії, пошуки клієнтів через прямі контакти	Якість, економічність, висока питома потужність	Стисло та влучно подати інформацію про переваги та суть проекту до споживача	Наш двигун світле майбутнє. Уразі невдоволення ми повернемо гроші!

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі наведено конструювання деталі «Шатун» за зменшення матеріалоємності та технологічне забезпечення виготовлення роторно-лопатевого двигуна внутрішнього згорання.

1. Розглянуто п'ять варіантів конструкцій шатунів. Проведені розрахунки міцності початкової версії шатуна та не типового варіанту шатуна були обрані геометричні параметри, які забезпечують необхідні параметри міцності та мають найменшу вагу

2. Виконана топологічна оптимізація шатуна за допомогою було досягнуто суттєве зменшення матеріалоємності послідовно зменшуючи процентне відношення маси деталі від маси заготовки.

3. Розроблена конструкція шатуна, яка відповідала доповненим вихідним даним, після чого була прийнята за вихідну деталь для топологічної оптимізації що дало можливість зменшити масу деталі в порівнянні з усіма попередніми варіантами шатунів.

4. Комбінуючи класичні методи конструювання та прогресивні та новітні методи такі як «топологічна оптимізація» можна досягти високих результатів в розробці конструкцій деталей, для зменшення матеріалоємності без суттєвих втрат в міцності деталей, що в сучасному двигунобудуванні є перспективною сферою розвитку.

5. Роздруковані на 3D-принтері макети варіантів шатунів та проведені попередні випробування на міцність на розрив з порівнянням результатів, які отримані аналітичним шляхом.

6. Виконано макет деталі з використанням технології оброблення на верстаті з ЧПК

Список використаних джерел

1. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник, 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979.
2. Горшкалев А. А. Использование CAD/CAE-систем для расчета на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма ДВС / А. А. Горшкалев, А. В. Кривцов, Е. А. Сайгаков, Д. В. Сморкалов Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2011. – № 3–4 (27). – С. 172–176.
3. Зленко М.А., М.В.Нагайцев. В.М.Довбыш. Аддитивные технологии в машиностроении. Пособие для инженеров. — М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» 2015.– 220 с.
4. Писаренко Г.С. Агаев В.А Квитка А.Л., Попков В.Г. Уманский Э.С. Сопротивление материалов. Учебник. – 4-е изд., перераб. и доп. – Киев: Вища школа, 1979. – 696 с.
5. Уик, Ч. Обработка металлов без снятия стружки / Ч. Уик.–М.: Изд-во «Мир», 1965.– 549 с.
6. Райков И.Я., Рывтинский Г.Н. Автомобильные Двигатели внутреннего сгорания, Москва: Высшая школа, 1971. – 431 с.
7. Федосьев В.И. Сопротивление материалов. Том 2. Москва, 1999 – 590 с.
8. Чайнов Н. Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков. — М.: Машиностроение, 2008. – 496 с
9. Ian Gibson, David Rosen, Brent Stucker, Additive Manufacturing // Springer 2014 424 p.
- 10.Wohlers T., Wohlers report 2014: Additivemanufacturingand 3D-printing state of the industry: Annual world-wide progress report, Wohlers Associates, 2014. – 276 p.
- 11.Пат.8210151B2, США. Volume expansion rotary piston machine / США У. F. Drachko заявл. 2012-07-03; опубл. 2007-12-04 24.с

12. Пат. 8511277B2, США. "Turbomotor" rotary machine with volumetric expansion and variants thereof / Y.F. Drachko заявл. 06.11.2009; опубл. 27.07.11. 35с.
13. Пат. 8950377B2 США. Hybrid internal combustion engine (variants thereof)/ Y.F. Drachko заявл. 31.05.2012; опубл. 10.12.15. 31с.
14. ГОСТ 10448-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Приемка. Методы испытаний (с Изменением N 1)
15. Випробування деталей автомобілебудування. Студопедия 2014-2018 URL: <https://studopedia.info/9-38482.html> (дата звернення: 25.11.2018)
16. Шатун двигателя и какие шатуны бывают. 2013. URL: <http://suvorov-castom.ru/shatun-dvigatelya-i-kakie-shatuny-byvayut/> (дата звернення: 20.08.2018)
17. Fusion 360 Getting started with simulation URL: <https://f360ap.autodesk.com/courses/getting-started-with-simulation> (дата звернення: 15.10.2018)
18. Fusion 360 Fundamentals of milling URL: <https://f360ap.autodesk.com/courses/fundamentals-of-milling> (дата звернення: 07.07.2018)
19. Solidworks tutorials URL: <https://www.solidworks.com/sw/resources/solidworks-tutorials.htm> (дата звернення: 15.10.2018)
20. Расчет шатунов URL: <https://injzashita.com/raschet-shatuna.html> (дата звернення: 19.05.2018)
21. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости: ГОСТ 25.504-82. — М.: Изд-во стандартов, 1982. — 55 с.
22. Горьков дмитрий 3D-печать с нуля 2015 год 400 с. URL: <https://mplast.by/biblioteka/kniga-3d-pechat-s-nulya-dmitriy-gorkov-2015-god/> (дата звернення: 14.08.2018)
23. Матисен А.Б. Разработка методики прочностного анализа шатунов транспортных форсированных дизелей на базе двухуровневой системы

расчетных моделей дис. канд. Техн. Наук: . — Москва, 2012. — 122 с.
URL: <http://www.dissercat.com/content/razrabotka-metodiki-prochnostnogo-analiza-shatunov-transportnykh-forsirovannykh-dizelei-na-b> (дата
звернення:11.06.2018)

- 24.Механические свойства и способы их определения
URL: <https://works.doklad.ru/view/xe8iyfTahNQ.html> (дата
звернення:29.10.2018)
- 25.Волочко А. Т., Шегидевич А.А., Почность и износостойкость шатунов из композита на основе алюминия и стали // Механика машин, механизмов и материалов 2014 №3(28)- с. 17-21;
- 26.Гагарин Е.И., Перспективы дальнейшего усовершенствования и развития конструкций автомобильных двигателей // Журнал про автомобили— 2012 — № 1. — С. 1-5;
- 27.Иванов Д.А. Способ обработки высокопрочных сталей // Международный журнал экспериментального образования. — 2015. — № 11-1. — С. 101-102;
- 28.Морозов В.А. Совершенствование продуктивности и экологичности двигателей внутреннего сгорания // Инженерный вестник Дона 2016 №1 с.12
- 29.Мыльников В.В., Шетулов Д.И., Романов А.Д. Исследование параметров микроскопической деформации стали деформируемой сжатием ступенчато возрастающей нагрузкой // Успехи современного естествознания. — 2015. — № 1-3. — С. 486-488;
- 30.Плотников В. А., Глазков. Ю.Ф. Акимочкин. В.В. Расчет на прочность шатунов поршневых машин // Технология машиностроения. — 2001. — № 1-3. — С. 88-90;
- 31.Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытания на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования: ГОСТ 25.507*85. —М.: Издательство стандартов, 1986. — 19с.
- 32.Русанов О.А. Применение метода конечных элементов в расчетах конструкций автомобильной техники: учеб. пособие / О.А. Русанов. — М.: МГИУ, 2006. — 56 с.

33. Чайнов Н. Д. Расчетно-экспериментальное обоснование прочности и надежности шатунов при создании и модернизации высокофорсированных двигателей / Н. Д. Чайнов, А. Б. Матисен // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 2011. — № 12. — С. 7
34. Чугунов М.В., Кечемайкин В.Н., Панин М.В., Полунина И.Н., Махров Г.А. Анализ статической прочности и жесткости несущих элементов конструкции электромобиля BravoEgo // Интернет-журнал «Науковедение» Том 8, №3 (2016)
35. Чугунов М.В., Осыка В.В., Махров Г.А. Анализ прочности и жесткости элементов механических передач в среде SOLIDWORKS на базе API Научные труды SWorld. 2013. Т. 9. №3. С. 33-36.
36. Яманин А. И. Оценка прочности шатунов с различным поперечным сечением стержня / Александр Иванович Яманин, Владимир Анатольевич Жуков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. - 2017. - №2(42). - С. 355-363.
37. Степанова Е.Ю. Аддитивные технологии как прорывные инновации ресурсосбережения 21 Века // ФГБОУ ВПО «Госуниверситет-УНПК» — 2016. – № 12. – С. 5
38. Wu et al. H. A. Study on Precise Stress Analysis of Diesel Engine Components // CIMAC-Paper. 2004. №44. P. 4-5.
39. LARSSON ROBIN. Methodology for Topology and Shape Optimization: Application to a Rear Lower Control Arm // Department of Applied Mechanics Chalmers University of Technology— 2016.— С. 53
40. Pinlian Han. Additive Design and Manufacturing of Jet Engine Parts // Engineering- - 2017. - №3 - С. 648-652.
41. Wallington T. J. Automotive fuels and internal combustion engines: a chemical perspective // Chemical Society Reviews – 2006. – №35 – С. 635-347.
42. Boretti, A. The Future of the Internal Combustion Engine After “Diesel-Gate”. SAE Technical Paper – 2017.— С. 5

43.Nadir William. Structural Shape Optimization Considering Both Performance and Manufacturing Cost // 10th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference-2004.– C. 12.

ДОДАТКИ